



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN ADAPTIVE SHOCK ABSORBER
MENGUNAKAN VARIABEL ORIFICE TERHADAP
KARAKTERISTIK GAYA REDAM DAN RESPON
DINAMIS KENDARAAN**

**MUHAMAD RAI ANGGARA PUTRA
NRP 2112 100 160**

**Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *ADAPTIVE SHOCK ABSORBER*
MENGUNAKAN VARIABEL *ORIFICE* TERHADAP
KARAKTERISTIK GAYA REDAM DAN RESPON
DINAMIS KENDARAAN**

**MUHAMAD RAI ANGGARA PUTRA
NRP. 2112100160**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.**

**PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



FINAL PROJECT - TM141585

MODELING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF ADAPTIVE SHOCK ABSORBER USING VARIABLE ORIFICE OF CHARACTERISTICS DAMPING FORCE DAN DYNAMIC RESPONSE VEHICLES

MUHAMAD RAI ANGGARA PUTRA
NRP. 2112100160

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENGUNAAN ADAPTIVE SHOCK ABSORBER DENGAN MENGGUNAKAN VARIABEL ORIFICE TERHADAP KARAKTERISTIK GAYA REDAM DAN RESPON DINAMIS KENDARAAN

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

MUHAMAD RAI ANGGARA PUTRA

Nrp. 2112 100 160

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. Dr. Eng. Harus L. G., ST., MT, Eng. (Pembimbing)
NIP. 19750511199903100
2. Achmad Syaifudin, ST., MT, Eng., Ph.D. (Penguji I)
NIP. 19790926200501100
3. Aida Annisa A. D., ST, MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005



SURABAYA

Januari 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *ADAPTIVE SHOCK ABSORBER*
MENGUNAKAN VARIABEL *ORIFICE* TERHADAP
KARAKTERISTIK GAYA REDAM DAN RESPON
DINAMIS KENDARAAN**

Nama : Muhamad Rai Anggara Putra
NRP : 2112100160
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST.
M. Eng.

ABSTRAK

Saat proses mobil berjalan pada jalanan yang tidak rata, bodi dan roda mobil akan terkena energi *impact* yang berasal dari jalan yang tidak rata. Energi *impact* yang terjadi akan menimbulkan getaran yang tentunya akan menyebabkan ketidaknyamanan bagi pengendara mobil apabila tidak ada suatu sistem yang dapat meredamnya. Pada penelitian kali ini dirancang sistem suspensi *adaptive shock absorber* dengan menggunakan *variabel orifice*, dimana pada penelitian sebelumnya *orifice* pada *shock absorber* yang digunakan adalah *orifice* biasa (*konvensional*). *Variabel orifice* merupakan *orifice* yang dimodelkan seperti pegas yang dapat mengembang dan mengempis berdasarkan besar kecilnya *pressure drop* yang berubah terhadap variabel *orifice* tersebut

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh penggunaan *adaptive shock absorber* dengan variabel *orifice* terhadap karakteristik gaya redam dan respon dinamis kendaraan dengan variasi konstanta pegas *variabel orifice*, frekuensi eksitasi dan kecepatan kendaraan. Tahap awal penelitian ini dilakukan pemodelan dan simulasi karakteristik gaya redam yang dihasilkan sistem *shock absorber* dengan *konvensional orifice* dan sistem *adaptive shock absorber* dengan

variabel orifice dengan input *sinusoidal* dan *bump modified* dengan frekuensi eksitasi 0,8 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz dengan variasi parameter konstanta pegas *variabel orifice* untuk sistem adaptive shock absorber dengan *range* sebesar 250-100 N/m, dan diameter awal orifice 3 mm untuk kedua jenis shock absorber. Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem *konvensional* dan *adaptive shock absorber* pada sistem seperempat kendaraan dengan input variasi *range* kecepatan kendaraan 10-120 km/jam.

Parameter sistem *adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice* yang dipilih adalah konstanta pegas orifice 100 N/m dan frekuensi eksitasi 2 Hz. Dihasilkan karakteristik gaya redam yang berbeda antara konvensional dan *variabel orifice*. *Variabel orifice* menghasilkan fluktuasi penurunan nilai gaya redam maksimum ekspansi awal dan akhir terbesar dibandingkan jenis konstanta pegas orifice sebelumnya, sedangkan konvensional *orifice* memiliki nilai gaya redam maksimum yang tetap. Penurunan gaya redam terhadap waktu pada *variabel orifice* dapat memberikan kemampuan untuk meredam getaran yang lebih baik pada seperempat kendaraan dibandingkan konvensional *orifice* pada saat kecepatan atau frekuensi tinggi. Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem *adaptive shock absorber* pada sistem seperempat kendaraan dengan variasi kecepatan kendaraan. Dari variasi tersebut, pada kecepatan tertinggi 120 km/jam tersebut diperoleh bahwa perbandingan perpindahan, kecepatan, percepatan bodi kendaraan pada variabel orifice lebih kecil dibandingkan konvensional orifice.

Kata kunci : *adaptive shock absorber, variabel orifice , konvensional orifice, konstanta pegas variabel orifice, karakteristik gaya redam , parameter sistem adaptive shock absorber, respon dinamis pada seperempat kendaraa*

MODELING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF ADAPTIVE SHOCK ABSORBER USING VARIABLE ORIFICE OF CHARACTERISTICS DAMPING FORCE DAN DYNAMIC RESPONSE VEHICLES

Name : Muhamad Rai Anggara Putra
NRP : 2112100160
Department : Mechanical Engineering
Advisor : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST. M. Eng.

ABSTRACT

When the car is running on a bumpy road, the body and the wheels of the car will be exposed to impact energy derived from uneven road. Impact energy that occurs will cause a vibrations which would cause inconvenience for driver and passenger when there is not a system that can muffle it. In this research, it is designed suspension system with adaptive shock absorber using a variable orifice, which in previous research the orifice in the shock absorber used is ordinary orifice or conventional. The variable orifice is an orifice that is modeled like a spring that can expand and contract based on the amount of pressure drop which varies with the variable orifice

The purpose of final project is modeling and analysis of the effect of the adaptive shock absorber with variable orifice on the characteristics and style of the vehicle dynamic response with variation variable spring constant orifice , excitation frequency and speed of the vehicle. The initial stage of this research is to modeling and simulation of the resulting of characteristics damping force of shock absorber systems with conventional orifice and adaptive shock absorber system with a variable orifice with sinusoidal input and bump excitation modified with a frequency of 0.8 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, and 2 Hz with a variation of constant spring parameter variable orifice for adaptive shock

absorber system with a range of 250-100 N/m, and initial diameter of orifice is 3 mm for both types of shock absorber. Subsequent studies, the addition of the conventional system and adaptive shock absorber on a quarter system vehicle with vehicle speed input variation range 10-120 km/h. Next, for the final stage of the study conducted a comparison of displacement, velocity, and acceleration of the vehicle body between the conventional system and adaptive shock absorber, and the relationship between the time resistance of passenger against vibration acceleration received.

The Parameter of adaptive shock absorber system with variable orifice is selected orifice spring constant (K_{spring}) of 100 N/m and a frequency excitation of 2 Hz. Resulting damping force characteristics that differ between conventional and variable orifice. The variable orifice produces fluctuations impairment value of maximum damping force in expansion and compression at the beginning and the end of the spring constant compared to other types of orifice earlier, while conventional orifice only has a fixed value of maximum damping force. Decreasing of damping force against time on a variable orifice can provide the ability to reduce vibration better than conventional orifice in high speed or high frequency of vehicles. The last stage of this research is adding adaptive shock absorber system on a quarter car system with variation of vehicle speed. From these variations, at top speed of 120 km/h was obtained that the ratio of the variable displacement vehicle body orifice is smaller than conventional orifice. Then the speed of the vehicle body at a variable orifice is smaller than conventional orifice and the acceleration of the vehicle body at a variable orifice also smaller too than conventional orifice.

Keywords: adaptive shock absorber, variable orifice, conventional orifice, orifice variable spring constant, damping force characteristics, adaptive shock absorber system parameters, dynamic response to the quatercar system

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah SWT, hanya karena rahmat dan petunjuk-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dukungan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tercinta, khususnya kepada kedua orangtua, Bapak Suriadaramawan dan Ibu Nurhayati, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Dr. Wiwiek Hendrowati ST, MT, Achmad Syaifudin, ST., MT.dan Aida Annisa Amin D., ST., MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
4. Seluruh civitas akademika Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
5. Teruntuk Novia Dwi Fitriany yang senantiasa menemani, selalu ada untuk penulis, memberi dorongan moril, dan selalu memberikan dukungan semangat kepada penulis
6. Peleh, Rambo, Ides dan Adis yang telah membantu, menemani, menghibur dan memberikan semangat penulis dari awal masuk kampus sampai menyelesaikan studinya.

7. Teman Riset penulis, Firhan huzaefa dan Hasbullah yang senantiasa memberikan semangat, bantuan, dan selalu mengajak asistensi bersama.
8. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberikan motivasi dan menemani penulis selama kebersamaan empat tahun ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
DAFTAR GAMBAR	xi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Sistem Suspensi Shock Absorber.....	5
2.2 Penelitian Sistem Suspensi Shock Absorber	6
2.3 Shock Absorber Dengan Fixed Orifice dan Variabel Orifice ..	14
2.5 Transmisibilitas Perpindahan (Displacement Transmisibility)	18
2.6 Persamaan pada Mekanisme Hidrolik	19
2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan	29
2.8 Simulink Matlab	31
BAB III METODOLOGI.....	33

3.1	Metodologi Penelitian.....	33
3.2	Pemodelan dan Simulasi Sistem Adaptive Shock Absorber...	35
3.3	Pemodelan dan Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan dengan Adaptive Shock Absorber	44
BAB IV PEMODELAN SISTEM		49
4.1	Pemodelan Dinamis Sistem Adaptive Shock Absorber	49
4.2	Pemodelan Dinamis Seperempat Kendaraan dengan Penambahan Adaptive Shock Absorber	58
4.3	Diagram Blok	60
BAB V ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN		69
5.1	Respon Dinamis Pada Sistem Shock Absorber dengan Menggunakan Konvensional Orifice	70
5.2	Respon Dinamis Pada Sistem Adaptive Shock Absorber dengan Variasi K(stiffness) dan Frekuensi dengan Penambahan Variabel Orifice	72
5.3	Respon Dinamis Sistem Adaptive Shock Absorber Dengan Variabel Orifice Pada Sistem Seperempat Kendaraan.....	85
5.4	Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Dengan Penambahan Adaptive Shock Absorber	97
BAB VI PENUTUP		109

6.1	Kesimpulan	109
6.2	Saran	111
DAFTAR PUSTAKA		113
BIODATA PENULIS		115

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bentuk fisik <i>shock absorber</i>	5
Gambar 2. 2 Skema diagram HEERS. A, B, dan C merupakan simpul dari pipa hidraulik (ditunjukkan dengan titik) ^[3]	6
Gambar 2.3 Pengaruh perbedaan diameter dalam pipa hidrolik ^[3]	7
Gambar 2.4 Konstruksi hydraulic motor regenerative shock absorber (HMRSA) ^[4]	8
Gambar 2.5 Skema HMRSA ^[4]	9
Gambar 2.6 Skema HMRSA untuk penambahan akumulator ^[5]	10
Gambar 2.7 Grafik respon gaya redam terhadap	11
kecepatan pada HMRSA variasi diameter orifice 2	11
dengan diameter orifice 1 sebesar (a) 2 mm (b) 4 mm(c) 6 mm	11
Gambar 2.8 Rancangan aktif damping suspensi ^[7]	13
Gambar 2.9 karakteristik controllable hydraulic shock absorber ^[7]	13
Gambar 2.10 Fixed Orifice Pada Shock absorber	14
Gambar 2.11 Base Excitation (a) Sistem fisik base excitation (b) Free Body Diagram untuk base excitation	16
Gambar 2. 12 Gambar seperempat bus ^[8]	17
Gambar 2. 14 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa ^[9]	20
Gambar 2. 15 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume ^[9]	21
Gambar 2. 16 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area ^[9]	24
Gambar 2. 17 Representative total resistance (L_e/D) untuk (a) pipa belokan (bend) dan siku bergelang (flanged elbow) 90° dan (b) belokan miter (miter bend) ^[9]	25
Gambar 2. 18 Compressed Gas Accumulator	28
Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir	34

Gambar 3. 2 Model fisik rancangan sistem adaptive shock absorber	35
Gambar 3. 3 Aliran fluida saat piston bergerak ke bawah (kompresi) ...	36
Gambar 3. 4 Aliran fluida saat piston bergerak ke atas (ekspansi)	37
Gambar 3. 5 Model fisik rancangan sistem adaptive shock absorber	38
Gambar 3.6 Model fisik variabel orifice pada silinder hidrolik	39
Gambar 3.7 Pemodelan dinamis variabel orifice	40
Gambar 3. 8 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem Adaptive Shock Absorber	41
Gambar 3. 10 Model fisik sistem seperempat kendaraan dengan F_d	45
Gambar 3. 11 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem adaptive shock absorber	45
Gambar 3. 12 FBD untuk sistem seperempat kendaraan dan F_d merupakan gaya redaman dari sistem <i>adaptive shock absorber</i>	46
Gambar 3. 13 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem seperempat kendaraan dengan Adaptive shock Absorber ...	48
Gambar 4. 1 Model fisik Sistem hidrolik dengan menggunakan variabel orifice	49
Gambar 4. 2 Bentuk fisik Sistem hidrolik dengan menggunakan variabel orifice	50
Gambar 4. 3 Skema untuk sistem hidrolik dengan Variabel Orifice 51	
Gambar 4. 3 Model Dinamis Variabel Orifice	54
Gambar 4. 4 FBD untuk sistem seperempat kendaraan dan F_d merupakan gaya redaman dari sistem Adaptive shock absorber.....	59
Gambar 4. 5 Profil jalan dengan input sinusoidal	61
Gambar 4. 7 Diagram blok untuk sistem Adaptive shock absorber dengan variabel orifice	62
Gambar 4. 8 Diagram blok untuk <i>Variabel Orifice</i>	63
Gambar 4. 9 Diagram blok untuk x (diameter pertambahan <i>orifice</i>) ...	63
Gambar 4. 10 Diagram blok untuk <i>Check valve</i>	64

Gambar 4. 13 Diagram blok Konvensional Orifice	64
Gambar 4. 14 Diagram blok untuk major headloss dan minor headloss	65
Gambar 4. 15 Diagram blok Akumulator	65
Gambar 4. 16 Diagram blok untuk sistem seperempat kendaraan dengan penambahan Adaptive Shock Absorber untuk input sinusoidal	66
Gambar 4. 17 Diagram blok untuk sistem seperempat kendaraan dengan penambahan Adaptive Shock Absorber untuk input bump modified ...	67
Gambar 4. 18 Diagram blok untuk input <i>bump modified</i>	67
Gambar 5. 2 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan waktu (c) pada silinder hidrolik dengan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3 \text{ mm}$), frekuensi (1 Hz).....	71
Gambar 5. 4 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan pada silinder hidrolik dengan variabel orifice dan konvensional orifice dengan variasi nilai K_{spring} (a). $K 250 \text{ N/m}$, (b). $K 200 \text{ N/m}$, (c). $K 150 \text{ N/m}$, (d). $K 100 \text{ N/m}$	74
Gambar 5.5 Grafik penurunan gaya redam yang terjadi antara variasi nilai K_{spring} Orifice pada silinder hidrolik dengan variabel orifice....	77
Gambar 5.6 Grafik respon gaya redam terhadap kecepatan dan waktu pada silinder hidrolik (a-e). $K 250 \text{ N/m}$, (b-f). $K 200 \text{ N/m}$, (c-g). $K 150 \text{ N/m}$, (d-h). $K 100 \text{ N/m}$ dengan variabel orifice dan konvensional orifice	79
Gambar 5.7 Grafik (a) $K 250 \text{ N/m}$, (b) $K 200 \text{ N/m}$, (c) $K 150 \text{ N/m}$, (d) $K 100 \text{ N/m}$ respon perubahan diameter awal orifice terhadap waktu pada silinder hidrolik dengan variabel orifice	81
Gambar 5.8 Grafik pertambahan diameter orifice pada silinder hidrolik dengan variasi nilai K_{spring} orifice	82
Gambar 5.9 Grafik perbandingan diameter awal dan akhir diameter orifice pada silinder hidrolik dengan variasi nilai K_{spring} orifice	82
Gambar 5.11 Grafik pertambahan diameter orifice pada silinder hidrolik dengan variasi nilai K_{spring} orifice	84
Gambar 5.12 Model dinamis dan bentuk fisik adaptive shock absorber pada seperempat kendaraan	85

Gambar 5.13 Grafik respon perpindahan (a), kecepatan (b), percepatan(c) bodi kendaraan terhadap terhadap waktu dengan variabel orifice dan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3 \text{ mm}$), kecepatan 30 km/jam dengan nilai K_{spring} (100 N/m)	87
Gambar 5.14 Grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice (K 100 N/m) dengan sistem konvensional orifice pada kecepatan 30 km/jam.....	88
Gambar 5.15 Grafik respon perpindahan(a), kecepatan(b), percepatan(c) bodi kendaraan terhadap terhadap waktu dengan variabel orifice dan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3 \text{ mm}$), kecepatan 60 km/jam dengan nilai K_{spring} (100 N/m).....	90
Gambar 5.16 Grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem Adaptive shock absorber variabel orifice (K 100 N/m) dengan sistem konvensional orifice pada kecepatan 60 km/jam.....	91
Gambar 5.17 Grafik respon perpindahan, kecepatan, percepatan bodi kendaraan terhadap terhadap waktu dengan variabel orifice dan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3 \text{ mm}$), kecepatan 100 km/jam dengan nilai K_{spring} (100 N/m)	93
Gambar 5.18 Grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem Adaptive shock absorber variabel orifice (K 100 N/m) dengan sistem konvensional orifice pada kecepatan 100 km/jam	94
Gambar 5. 19 Grafik respon gaya redam terhadap waktu dengan input <i>bump modified</i>	95
Gambar 5. 20 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada massa <i>sprung</i> terhadap waktu dengan input <i>bump modified</i>	96
Gambar 5.21 Grafik Perpindahan Bodi Kendaraan terhadap Kecepatan Kendaraan	100
Gambar 5.22 Grafik Kecepatan Bodi Kendaraan terhadap Pertambahan Kecepatan Kendaraan	102
Gambar 5.23 Grafik Percepatan Bodi Kendaraan terhadap Pertambahan Kecepatan Kendaraan	105

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 <i>Minor Loss Coefficient</i> untuk pintu masuk pada pipa ^[12]	23
Tabel 2. 2 <i>Loss coefficient</i> untuk kontraksi bertahap: saluran bulat dan persegi panjang ^[9]	24
Tabel 2. 3 Representative dimensionless equivalent lengths (L_e/D) untuk katup dan fitting ^[9]	25
Tabel 2. 4 Karakteristik untuk tipe-tipe akumulator ^[9]	26
Tabel 2.4 Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631 ^[10]	30
Tabel 3. 1 Parameter untuk sistem <i>adaptive shock absorber</i> ^[11]	42
Tabel 3.2 Variasi parameter untuk sistem <i>adaptive shock absorber</i> ^[11]	42
Tabel 3. 3 Parameter untuk sistem seperempat kendaraan (SUV car) ^[12]	47
Tabel 5.1 Variasi parameter untuk sistem adaptive shock absorber	73
Tabel 5.2 Gaya redam yang dihasilkan silinder hidrolik dengan variabel orifice	75
Tabel 5.3 Gaya redam yang dihasilkan silinder hidrolik dengan konvensional orifice	75
Tabel 5.5 Perbandingan gaya redam yang dihasilkan dengan variasi frekuensi	83
Tabel 5. 7 Parameter untuk perpindahan body kendaraan pada sistem adaptive shock absorber	98
Tabel 5.8 Perbandingan antara perpindahan rms body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem adaptive dan konvensional shock absorber	99
Tabel 5.9 Perbandingan antara kecepatan rms body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem adaptive dan konvensional shock absorber	101

Tabel 5.10 Perbandingan antara Percepatan rms *body* kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem adaptive dan konvensional shock absorber 104

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini semakin banyak masyarakat yang menggunakan alat transportasi darat dalam kehidupan sehari-hari. Adanya alat transportasi darat ini dapat mempermudah mobilitas masyarakat untuk berpindah dari satu tempat ke tempat lainnya. Salah satu alat transportasi darat yang paling sering digunakan adalah mobil. Saat proses mobil berjalan pada jalanan yang tidak rata, bodi dan roda mobil akan terkena energi *impact* yang berasal dari jalan yang tidak rata. Energi kejutan yang terjadi akan menimbulkan vibrasi pada bodi mobil, sehingga dapat dirasakan oleh pengendara maupun penumpang yang berada didalamnya. Vibrasi tersebut tentunya akan menyebabkan ketidaknyamanan bagi pengendara mobil apabila tidak ada suatu sistem yang dapat meredamnya. Sehingga pada setiap kendaraan diperlukan suatu sistem untuk meredam vibrasi, salah satunya adalah sistem suspensi. Oleh karena itu keselamatan dan kenyamanan pengendara mobil keduanya tergantung pada sistem suspensi kendaraan.

Sistem suspensi yang biasa digunakan pada mobil yaitu konvensional *shock absorber*. Sistem suspensi dengan *shock absorber* ini menggunakan minyak sebagai fluida kerja, dimana fluida kerja yang digunakan ini menyebabkan terjadinya gaya redaman yang bergantung pada kecepatan relatif terhadap bagian atas silinder hidrolik dan bagian bawah yang dipasangkan pada as roda. Pada tahun 1977, Lang^[1] melakukan penelitian mengenai perilaku performa damper, dimana Lang mengembangkan model matematik terhadap performa *shock absorber* berdasarkan karakteristik *dynamic pressure flow* dan *dynamic action* pada *valves*. Berdasarkan penelitian Lang tersebut maka *pressure drop*

(Δp) yang terjadi pada damper sangat mempengaruhi terhadap gaya redaman yang terjadi. *Pressure drop* merupakan penurunan tekanan fluida pada silinder hidrolik mengalir secara paksa melalui lubang kecil (*fixed orifice*) dan lubang pipa pada silinder hidrolik.

Peraturan mengenai tingkat baku getaran pada tingkat international tertuang dalam ISO 2631. Peraturan tersebut menunjukan bahwa karakteristik redaman dari shock absorber dan respon yang ditimbulkan terhadap bodi kendaraan merupakan hal yang perlu diperhatikan. Oleh karena itu untuk terus meningkatkan pengembangan dari shock absorber, maka perlu dilakukan analisis mengenai sistem suspensi pada mobil dengan menambahkan *variabel orifice*

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dari tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Bagaimana karakteristik gaya redam dari *adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice* ?
2. Bagaimana pengaruh perubahan parameter nilai $K(\text{stiffness})$ dan diameter awal *orifice* pada *adaptive shock absorber* terhadap gaya redaman yang terjadi ?
3. Bagaimana respon dinamis kendaraan dengan penambahan *adaptive shock absorber* dengan menambahkan *variabel orifice* ?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Dapat mengetahui karakteristik gaya redam dari *adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice*.
2. Dapat memodelkan dan menganalisis pengaruh perubahan parameter nilai $K(\text{stiffness})$ dan diameter

mula-mula *orifice* pada adaptive shock absorber terhadap gaya redaman yang terjadi.

3. Dapat memodelkan dan menganalisis respon dinamis kendaraan dengan penambahan adaptive shock absorber dengan menambahkan *variabel orifice*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun beberapa hal yang menjadi batasan pada tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Untuk simulasi, hanya menggunakan seperempat kendaraan mobil tipe SUV.
2. Fluida kerja minyak pada silinder hidrolik diasumsikan incompressible flow.
3. Persamaan *variabel orifice* yang digunakan adalah persamaan *variabel* yang telah dilinearkan.
4. Parameter yang digunakan dalam simulasi diperoleh dari jurnal.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Memberikan informasi mengenai pengaruh perubahan parameter pada sistem suspensi *Adaptive shock absorber* terhadap gaya redam yang terjadi.
2. Memberikan informasi mengenai karakteristik gaya redaman yang terjadi dari *adaptive shock absorber* dengan *variable orifice*.
3. Memberikan informasi mengenai respon dinamis dari seperempat kendaraan dengan penambahan *adaptive shock absorber* dengan menambahkan *variabel orifice*.

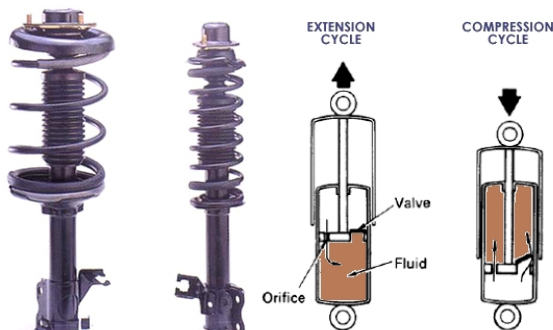
\

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Suspensi Shock Absorber



Gambar 2.1 Bentuk fisik *shock absorber*

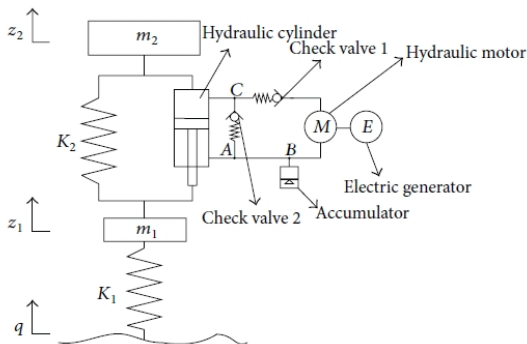
Jika suspensi hanya dilengkapi dengan sebuah pegas saja, maka setiap kendaraan yang menghantam *bump* akan mengalami pantulan yang naik turun selama beberapa kali pada frekuensi natural pegasnya. Ketika tertekan oleh sebuah *bump*, sebuah sistem suspensi membutuhkan komponen untuk mendisipasi energi yang tersimpan pada pegas. *Shock absorber* atau peredam kejut adalah alat yang digunakan untuk mendisipasi energi tersebut^[2].

Konstruksi umum dari peredam kejut adalah seperti terlihat pada Gambar 2.1. Peredam kejut ini terdiri dari bagian silinder yang berfungsi penutup dan tempat pemasangan piston. Pada bagian dalam terdapat katup-katup yang berguna untuk mengalirkan fluida dari tabung atas ke tabung bawah^[2].

Untuk kendaraan, kontruksi peredam dibuat sedemikian sehingga saat langkah tekan, gaya peredaman dibuat minimal sedangkan saat langkah tarik, gaya peredaman dibuat maksimal. Alasannya, pada langkah tekan, massa *sprung* menghantam bumi, sesuai hukum Newton, maka gaya reaksi yang diterima badan kendaraan akan sepadan dengan aksi. Oleh sebab itu, diupayakan gaya peredaman minimal saat kendaraan bergerak ke bawah supaya gaya yang diterima penumpang juga minimal. Sebaliknya, saat langkah tarik, kendaraan hanya menghantam udara. Oleh karena itu, tak akan ada reaksi berlebihan yang diterima penumpang^[2].

2.2 Penelitian Sistem Suspensi Shock Absorber

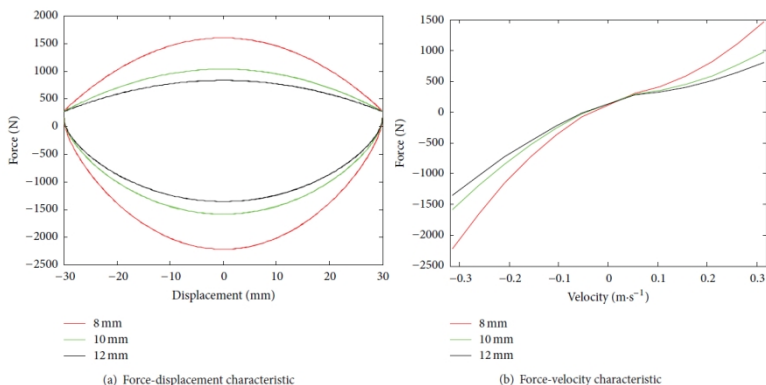
Pada tahun 2014, Han Zhang dkk mendesain suspensi menjadi *Hydraulic-Electricity Energy Regenerative Suspension* (HEERS)^[3]. HEERS ini terdiri dari beberapa komponen penting, yaitu silinder hidrolik, *check valve*, akumulator, motor hidrolik, pipa hidrolik, dan generator seperti pada gambar 2.2 ini.



Gambar 2. 2 Skema diagram HEERS. A, B, dan C merupakan simpul dari pipa hidrolik (ditunjukkan dengan titik)^[3]

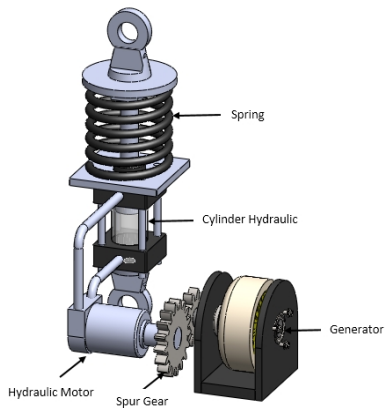
Pada saat kompresi, oli pada silinder peredam mengalir ke atas karena gerakan piston yang menekan silinder. Saat melewati titik C, minyak mengalir ke *check valve* 2 dikarenakan kondisi *check valve* 1 tertutup saat *check valve* 2 pada kondisi terbuka. Melewati titik A, minyak akan mengalir ke bagian dalam silinder, karena tekanan yang lebih tinggi pada pipa oli yang berada pada sisi kanan titik A selama ekspansi, dan tekanan yang lebih rendah pada bagian dalam silinder. Karena kontraksi rongga batang, oli yang terhalang ke silinder dalam dan mengalir melewati akumulator melalui titik B. Selama ekspansi, oli pada silinder peredam terdorong piston mengalir ke sisi kanan dan melalui titik A, karena *valve* 2 tertutup. Ketika melewati titik B, oli akan mengalir ke dalam motor hidrolik secara berangsur-angsur, karena pengisian akumulator selama kompresi dan generator digerakkan oleh motor hidrolik. Pada akhirnya oli mengalir melalui motor hidrolik kemudian masuk ke bagian atas silinder melewati *valve* 1.

Pada saat simulasi, HEERS dipasang pada kendaraan tipe SUV. Berikut grafik yang dihasilkan simulasi HEERS dengan variasi diameter dalam pipa hidrolik.

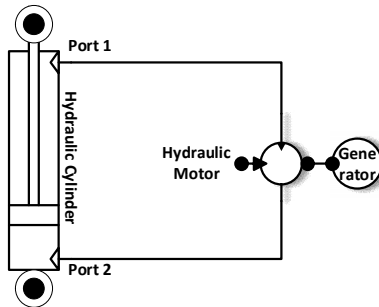


Gambar 2.3 Pengaruh perbedaan diameter dalam pipa hidrolik^[3]

Pada Tahun 2014, Kaspul Anuar^[4] dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember merancang *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HM RSA). Pada gambar 2.6 terlihat bahwa komponen *hydraulic motor regenerative shock absorber* ini terdiri dari *spring*, *cylinder hydraulic*, *hydraulic motor*, *spur gear*, dan generator. Prinsip kerja dari alat ini adalah memanfaatkan energi kinetik pada gerakan suspensi kendaraan. Energi tersebut ditransfer ke sebuah motor hidrolik. Gaya yang ditransfer dari motor hidrolik kemudian ditransmisikan oleh susunan roda gigi yang berfungsi untuk meningkatkan putaran generator. Putaran generator tersebut akan menghasilkan energi bangkitan. Daya listrik yang dihasilkan HM RSA ini berkisar antara 0.024 watt sampai 1.1078 watt dengan model $\frac{1}{4}$ kendaraan.

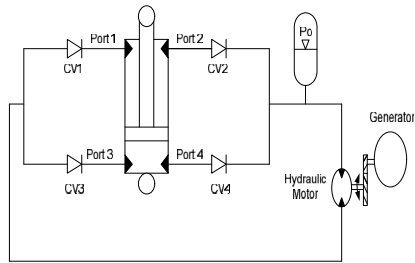


Gambar 2.4 Konstruksi hydraulic motor regenerative shock absorber (HM RSA)^[4]



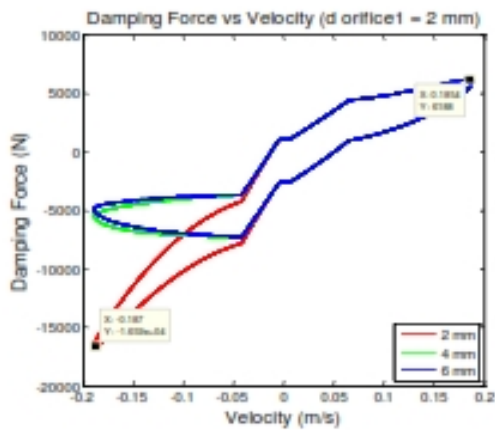
Gambar 2.5 Skema HM RSA^[4]

Pada tahun 2015, Sawungsari^[5] meneruskan penelitian dari Kaspul Anuar tentang HM RSA (hidrolik motor regeneratif shock absorber). Konsep dari alat tetap sama yaitu memanfaatkan energi kinetik pada suspensi gerakan kemudian energi ditransfer ke motor hidrolik, yang membedakan adalah Sawung memvariasikan tekanan awal pada akumulator sebesar 3,4,5 dan 6 bar. Kesimpulan yang didapatkan bahwa dengan adanya akumulator, gaya redam yang dihasilkan oleh system hidrolik lebih besar. Dan semakin besar tekanan awal pada akumulator, maka gaya redam yang dihasilkan juga lebih besar. System HM RSA ini dapat menghasilkan listrik terbesar sekitar 91,4679 watt dengan kecepatan 120km/jam.

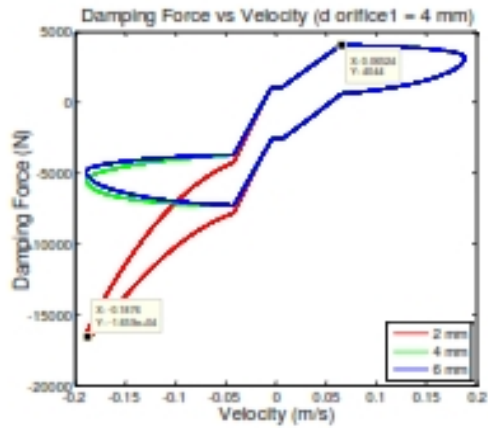


Gambar 2.6 Skema HMRSA untuk penambahan akumulator^[5]

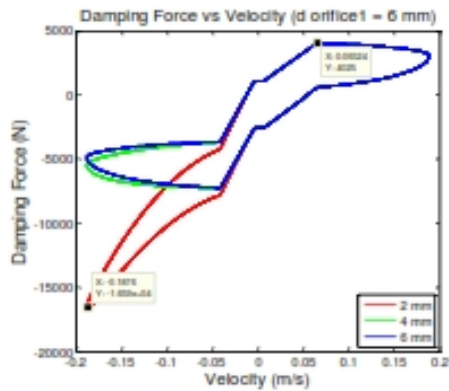
Pada tahun 2015, Aida Annisa A.D dkk^[6] melakukan penelitian mengenai pengaruh variasi diameter orifice terhadap karakteristik dinamis HMRSA (*Hydraulic motor regenerative shock absorber*) dengan satu silinder. Dari penelitian tersebut diperoleh hasil berupa grafik gaya redam terhadap kecepatan pada gambar 2. :



(a)



(b)

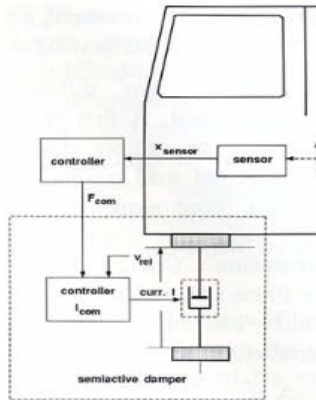


(c)

Gambar 2.7 Grafik respon gaya redam terhadap kecepatan pada HMRSA variasi diameter orifice 2 dengan diameter orifice 1 sebesar (a) 2 mm (b) 4 mm (c) 6 mm

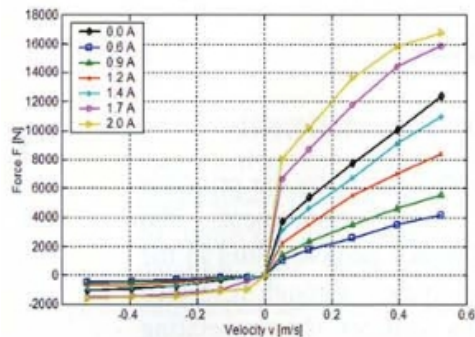
Pada gambar 6 (a), (b), dan(c), terlihat bahwa perbedaan nilai hanya terjadi pada nilai positif yaitu proses ekspansi. Hal ini menunjukkan bahwa variasi diameter *orifice* 1 hanya berpengaruh pada proses ekspansi saja, sedangkan proses kompresi hanya dipengaruhi oleh variasi diameter *orifice* 2. Pada proses ekspansi, nilai gaya redam tertinggi terjadi pada diameter *orifice* 1 2 mm, yaitu sebesar 6188 N. Nilai gaya redam menurun seiring bertambahnya diameter *orifice* 1. Sedangkan pada proses kompresi, nilai gaya redam tertinggi terjadi pada diameter *orifice* 2 2 mm yaitu 16590 N. Semakin besar diameter *orifice*, nilai gaya redam semakin menurun. Hal ini sesuai dengan persamaan 3, 4, dan 5. Gaya redam dipengaruhi oleh perbedaan tekanan, sedangkan perbedaan tekanan dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida melalui *orifice*. Semakin besar diameter *orifice* menyebabkan kecepatan aliran fluida melalui *orifice* menurun. Penurunan kecepatan juga menyebabkan penurunan perbedaan tekanan sehingga gaya redam menurun.

Pengembangan shock sbsorber selanjutnya yaitu sistem suspensi semi aktif^[7]. Penggunaan komponen pasif pada sistem suspensi kendaraan mempunyai beberapa kelemahan yaitu sistem tidak dapat menyesuaikan dengan kondisi permukaan jalan. Untuk mengatasi masalah tersebut dapat dilakukan dengan menambahkan komponen aktif pada sistem suspensi pasif, yang kemudian lebih dikenal dengan sistem suspensi semi-aktif. Sistem suspensi semi aktif ini menggunakan *controller* yang dapat mengatur beberapa *device* (perangkat). Pada sistem suspensi semi aktif atau semi aktif damper merupakan damper yang secara fungsional berhubungan antara gaya *damping* dengan kecepatan defleksi yang dapat disesuaikan dengan *input control*. Semi aktif damper dapat terbagi menjadi 2 yaitu berdasarkan *orifice* yang dapat dikontrol (*controllable orifice*), dan fluida yang dapat dikontrol (*controllable fluida*).



Gambar 2.8 Rancangan aktif damping suspensi^[7]

Semi aktif damper dengan menggunakan *controllable orifice* biasanya memodifikasi pasif hidrolik damper dengan menambahkan *solenoid valve* beserta variable orifice. Parameter pada semi aktif damper dikontrol tekanannya pada *damper*.



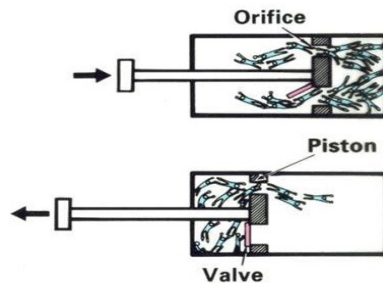
Gambar 2.9 karakteristik controllable hydraulic shock absorber^[7]

Berdasarkan gambar 2.9 terlihat bahwa semakin besar arus yang digunakan maka gaya yang dihasilkan akan semakin besar seiring dengan bertambahnya kecepatan.

2.3 Shock Absorber Dengan Fixed Orifice dan Variabel Orifice

Shock absorber sekarang ini terus mengalami perkembangan dari waktu ke waktu. Perkembangan shock absorber yang ada saat ini sudah menggunakan fixed orifice dan yang sedang dikembangkan sekarang ini yaitu flexible orifice.

2.3.1 Fixed Orifice



Gambar 2.10 Fixed Orifice Pada Shock absorber

Orifice pada shock absorber merupakan sebuah lubang kecil yang terdapat pada piston silinder hidrolik. Orifice tersebut merupakan saluran dimana fluida minyak dapat mengalir pada proses kompresi dan ekspansi. Saluran orifice ini dapat menimbulkan terjadinya gaya redaman, dikarenakan gaya redaman tersebut dihasilkan oleh adanya tahanan aliran minyak melalui orifice pada waktu piston bergerak. Berdasarkan cara kerjanya shock absorber dibagi menjadi dua yaitu: shock absorber kerja tunggal (*single action*) dan kerja ganda (*double*

action). Pada shock Absorber kerja tunggal hanya pada proses ekspansi saja terjadi peredaman, sedangkan shock absorber kerja ganda pada proses kompresi dan ekspansi sama-sama terjadi proses peredaman. Fixed orifice merupakan saluran yang sangat kaku dan terletak pada piston.

2.4 Motion of Base

Suatu waktu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.13 (a). Eksitasi input $Y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x_1(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Maka perpanjangan dari pegas adalah $(x-y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung damper adalah $(\dot{x} - \dot{y})$ ^[8]. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.9 (b), didapatkan persamaan gerak:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.2)$$

Jika $y(t) = Y \sin \omega t$, maka persamaan (2.1) menjadi :

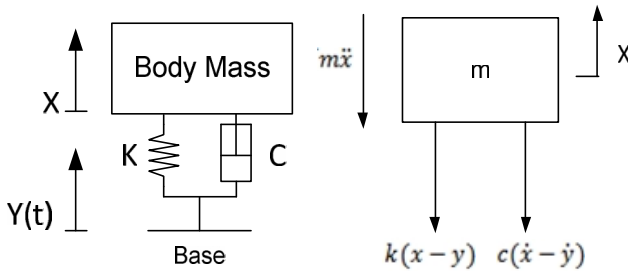
$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t = \\ &A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Dimana $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = \tan^{-1} \left[-\frac{c\omega}{k} \right]$.

Ini menunjukkan bahwa pemberian eksitasi ke *base* setara dengan memberikan gaya harmonik sebesar A ke massa. Sehingga respon steady state dari massa, $x_p(t)$, dapat dinyatakan sebagai:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.4)$$

Dimana $\phi_1 = \tan^{-1} \left[\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right]$



Gambar 2.11 Base Excitation (a) Sistem fisik base excitation (b) Free Body Diagram untuk base excitation

Menggunakan identitas trigonometri, persamaan (2.4) dapat ditulis secara lebih mudah sebagai:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.5)$$

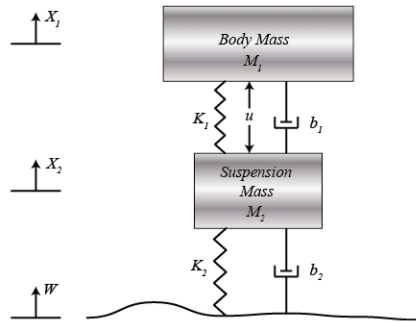
Dimana X dan ϕ ditentukan oleh:

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \quad (2.7)$$

Merancang sistem suspensi otomotif adalah masalah yang menarik dan menantang. Ketika sistem suspensi dirancang, model seperempat kendaraan (salah satu dari empat roda) digunakan untuk menyederhanakan masalah dengan sistem pegas-peredam. Pada gambar 2.16 merupakan sistem suspensi aktif.

Model of Bus Suspension System (1/4 Bus)

Gambar 2. 12 Gambar seperempat bus^[8]

Persamaan gerak dari gambar 2.16^[8]:

$$M_1 \ddot{x}_1 = -b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) \quad (2.8)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 = b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) + b_2(\dot{W} - \dot{x}_2) + k_2(W - x_2) \quad (2.9)$$

Kemudian dari persamaan tersebut, diubah menjadi bentuk *state variable equation*.

$$\dot{x}_1 = v_1$$

$$\dot{x}_2 = v_2$$

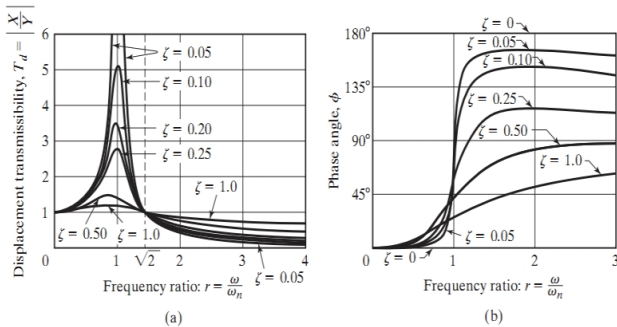
$$\dot{W} = w$$

$$\dot{v}_1 = \frac{1}{M_1} [-b_1(v_1 - v_2) - k_1(x_1 - x_2)] \quad (2.10)$$

$$\dot{v}_2 = \frac{1}{M_2} [b_1(v_1 - v_2) + k_1(x_1 - x_2) + b_2(w - v_2) + k_2(W - x_2)] \quad (2.11)$$

2.5 Transmisibilitas Perpindahan (Displacement Transmissibility)

Rasio dari amplitudo respon $x_p(t)$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu $\frac{X}{Y}$, disebut dengan *displacement transmissibility*^[8]. Grafik transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.7 di bawah ini.



Gambar 2.13 Grafik variasi T_d dan ϕ terhadap r

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.12a, yaitu:

1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil

2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya.
6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

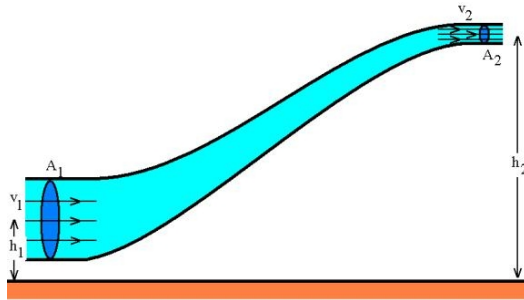
$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

2.6 Persamaan pada Mekanisme Hidrolik

2.6.1. Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama^[9]. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli.

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (incompressible flow), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (compressible flow). Berikut ini persamaan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (incompressible flow):



Gambar 2. 14 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa^[9]

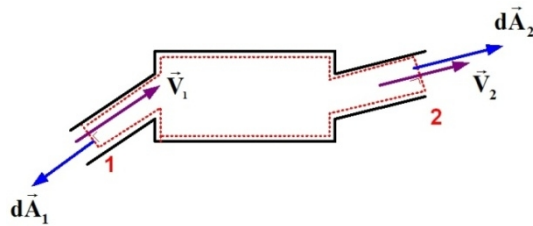
Persamaan Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2. 10)$$

Keterangan:

- p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)
- p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)
- v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)
- v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 (m/s)
- h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)
- h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)
- g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

2.6.2. Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2. 15 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume^[9]

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.12)$$

dimana

ρ	: massa jenis fluida (kg/m^3)
V	: volume fluida (m^3)
\vec{V}	: kecepatan (m/s)
A	: luas area (m^2)

2.6.3. Head Loss

Head loss^[9] merupakan kerugian energi per satuan berat fluida dalam aliran cairan dalam sistem perpipaan. *Total head loss* merupakan penjumlahan dari *major* dan *minor head loss*.

– **Major head loss**, merupakan kerugian energi dikarenakan efek gesekan pada *fully developed flow* di dalam pipa. Rumus untuk *major head loss*^[9]:

$$h_l = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2 \quad (2.13)$$

$$\text{dengan } Re = \frac{d_{tube}}{v} \dot{x} \quad (2.14)$$

Substitusi persamaan (2.13) ke persamaan (2.14)

$$h_l = \left(\frac{64v}{d_{tube}\dot{x}} \right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2$$

sehingga rumus *major head loss* menjadi:

$$h_l = \frac{32Lv}{d_{tube}^2} \dot{x} \quad (2.15)$$

dimana

h_l	: <i>major head loss</i>
L	: panjang pipa (m)
d_{tube}	: diameter pipa (m)
\dot{x}	: kecepatan aliran (m/s)
Re	: <i>Reynold number</i>
v	: viskositas kinematik fluida (m ² /s)




Nilai friction factor dipengaruhi oleh nilai Reynold number (Re) (persamaan (2.12)) dan kekasaran permukaan pipa (e). Dari nilai Re dapat ditentukan jenis aliran dari fluida, apabila $Re < 2300$ aliran digolongkan sebagai aliran laminar, sedangkan apabila $Re > 2300$ maka aliran digolongkan sebagai aliran turbulen.

Berikut ini adalah penjelasan tentang fenomena yang dapat menimbulkan *minor head loss*:

➤ *Inlets dan Exits*^[9]

Jika terdapat ujung tajam pada sudut inlet, maka akan terjadi separasi aliran yang menimbulkan *vena contracta*, yang menyebabkan hilangnya *mechanical energy*. Sekalipun sudut pada *inlet* maupun *exit* di buat bulat (*rounded*), tetap terjadi fenomena *vena contracta* yang kecil. Dari tabel 2.3 dapat dilihat besarnya koefisien head loss minor pada beberapa bentuk *inlet/exit*.

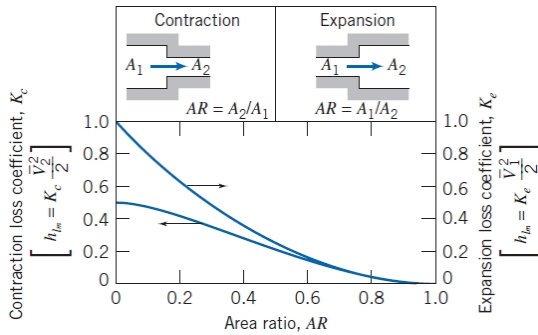
Tabel 2. 1 *Minor Loss Coefficient* untuk pintu masuk pada pipa^[12]

Entrance Type		Minor Loss Coefficient, K^a			
Reentrant		0.78			
Square-edged		0.5			
Rounded		$\frac{r/D}{K}$	0.02 0.28	0.06 0.15	≥ 0.15 0.04

^aBased on $h_{lm} = K(\bar{V}^2/2)$, where \bar{V} is the mean velocity in the pipe.

➤ *Enlargements dan Contractions*^[9]

Headloss ini terjadi karena adanya perubahan area penampang (membesar ataupun mengecil) secara tiba – tiba. Untuk mengetahui besarnya koefisien headloss minor, dapat dilihat pada gambar 2.16.



Gambar 2. 16 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area^[9]

Losses yang diakibatkan oleh perubahan luas penampang, dapat diantisipasi dengan cara memasang *nozzle* maupun *diffuser* diantara dua bagian dari pipa lurus yang terjadi luas perubahan penampang. Dari tabel 2.4 dapat ditentukan besarnya sudut dari diffuser maupun *nozzley*ang dibutuhkan.

Tabel 2. 2 *Loss coefficient* untuk kontraksi bertahap: saluran bulat dan persegi panjang^[9]

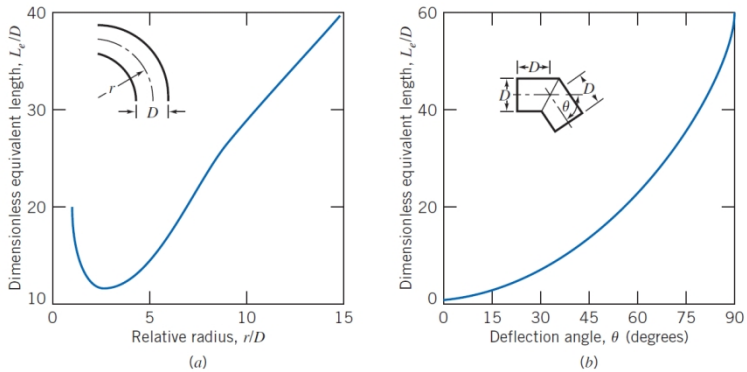
	Included Angle, θ , Degrees							
	A_2/A_1	10	15–40	50–60	90	120	150	180
	0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
	0.25	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
	0.10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

Note: Coefficients are based on $h_{lm} = K(\bar{V}_2^2/2)$.

➤ *Pipe bend* (belokan)^[9]

Head loss akibat bending (belokan) pada pipa mempunyai nilai yang lebih besar dari pada *head loss* yang terjadi

pada aliran *fully developed* pada pipa lurus pada panjang yang sama. Gambar 2.17 dan tabel 2.3 menunjukkan besar nilai L_e/D yang digunakan untuk menghitung besarnya *head loss* minor yang terjadi.



Gambar 2. 17 Representative total resistance (L_e/D) untuk (a) pipa belokan (bend) dan siku bergelang (flanged elbow) 90° dan (b) belokan miter (miter bend) ^[9]

Tabel 2. 3 Representative dimensionless equivalent lengths (L_e/D) untuk katup dan fitting^[9]

Fitting Type	Equivalent Length, ^a L_e/D
Valves (fully open)	
Gate valve	8
Globe valve	340
Angle valve	150
Ball valve	3
Lift check valve: globe lift	600
angle lift	55
Foot valve with strainer: poppet disk	420
hinged disk	75
Standard elbow: 90°	30
45°	16
Return bend, close pattern	50
Standard tee: flow through run	20
flow through branch	60

^aBased on $h_L = f(L_e/D)(\bar{V}^2/2)$.

2.6.4. Hukum Pascal

Sistem hidrolik menggunakan prinsip Pascal (1653) yang menyatakan bahwa tekanan yang bekerja pada setiap bagian gas atau fluida pada ruang tertutup akan merambat kebagian lain dalam ruangan tertutup ini dengan kekuatan yang sama, secara matematis dinyatakan :

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.13)$$

2.6.5. Akumulator Hidrolik

Akumulator hidrolik merupakan salah satu alat peredam kejut (*shock absorber*). Namun, alat ini juga dapat digunakan sebagai penyimpan energi dengan menggunakan gas bertekanan (*compressed gas*). Tipe-tipe pada akumulator:

- *Tower*
- *Raised weight*
- *Compressed gas: bladder, diaphragm, piston, metal bellow*
- *Spring*

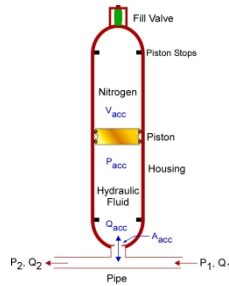
Tabel 2. 4 Karakteristik untuk tipe-tipe akumulator^[9]

	Diaphragm accu. welded	Diaphragm accu. screwed	Bladder accumulator	Piston accumula tor
Size [l]	0.2 – 4	0.1 – 10	0.2 – 450	0.5 – 2500
Max. pressure [bar]	250 (350)	750	1000	1000
Flow rate [l/s]	< 150	< 150	< 140	< 400
Max	1 : (6...8)	1 : 10	1 : 4	1 : ∞∞

pressure ratio				
Cost per volume [€/l]	Sangat rendah	Rendah hingga mendekati rata-rata	Rendah hingga tinggi (tergantung pada ukuran akumulator)	Rata-rata hingga tinggi

	Diaphragm accu. welded	Diaphragm accu. screwed	Bladder accumulator	Piston accumulator
Response characteristic	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus	Bagus
Cocok untuk	sistem suspensi, denyut redaman (<i>pulsation damping</i>).	akumulator dengan ukuran kecil dan sedang dengan tekanan operasi yang tinggi.	mengimbangi puncak daya, tetapi juga denyut redaman dalam sistem volume besar	Rasio tekanan dan laju aliran yang tinggi, misalnya, untuk peralatan crash test

Pada umumnya, sistem hidrolik menggunakan akumulator tipe *compressed gas: diaphragm*. Akumulator diafragma biasanya digunakan dalam suspensi hydropneumatic karena (seperti yang ada pada table 2.6) akumulator tipe ini mempunyai rasio tekanan baik dalam kombinasi dengan yang terbaik biaya / volume ratio, terutama ketika versi dilas digunakan.



Gambar 2. 18 Compressed Gas Accumulator

Akumulator dapat digunakan pada beberapa situasi, diantaranya:

- **Emergency and safety:** akumulator terus menerus berada di bawah tekanan saat terjadi kegagalan daya listrik karena dapat memberikan aliran dan tekanan untuk melakukan fungsi tambahan atau menyelesaikan siklus mesin.
- **Shock or pulsation damping:** akumulator dapat digunakan untuk meredam lonjakan tekanan dari ujung *sudden valve*, denyutan dari pompa atau reaksi beban dari *sudden movement*, bagian yang terhubung ke silinder hidrolik.
- **Leakage compensation:** akumulator dapat digunakan untuk dapat digunakan untuk mempertahankan tekanan dan mengganti cairan yang hilang akibat kebocoran internal pada komponen sistem termasuk silinder dan katup.
- **Thermal expansion:** akumulator dapat menyerap perbedaan tekanan yang disebabkan oleh variasi suhu dalam sistem hidrolik tertutup.

Rumus yang digunakan untuk akumulator hidrolik ^[9]:
Sebagai *spring*

$$p = p_0 \left[\frac{V_0}{V_0 - (A_{\text{relatif}})x} \right]^n \quad (2.16)$$

Sebagai *dampers*

$$p = p_0 \quad (2.17)$$

dimana

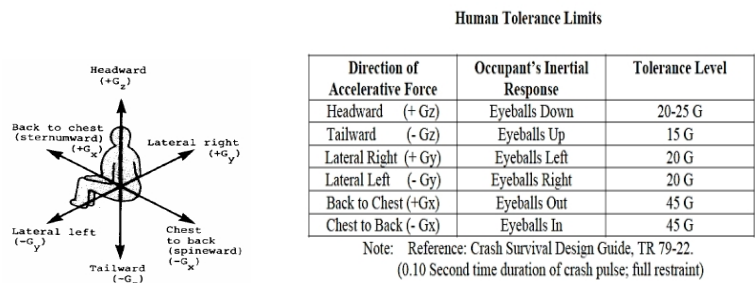
p	: tekanan pada akumulator
p ₀	: tekanan awal pada akumulator
V ₀	: volume awal pada akumulator
x	: perpindahan dari piston pada silinder hidrolik
n	: <i>polytrophic gas index</i>
A _{relatif}	: luas pada silinder hidrolik

*saat kompresi (A = luasan ruang rod piston – luasan ruang permukaan piston) dan sebaliknya untuk ekspansi.

2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi adalah berupa percepatan atau perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang diringkas G. Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah 9,81 m/s² dikatakan mengalami percepatan sebesar 1 G. Toleransi manusia terhadap percepatan ditunjukkan pada gambar 2.15 Gambar tersebut menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia. Informasi ketahanan badan manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan bodi kendaraan terhadap *impact*. Jika pada saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang mampu didukung oleh badan, maka

akan dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut.

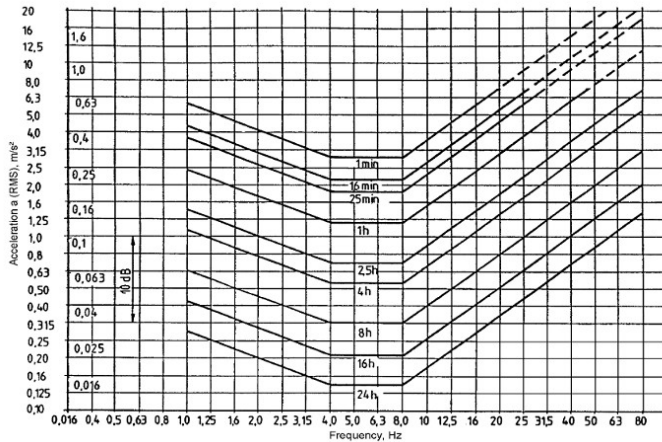


Gambar 2.19 Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima^[10]

Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada tabel berikut:

Tabel 2.4 Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631^[10]

No	Getaran	Keterangan
1	$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2	$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3	$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4	$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 0.16 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5	$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman



Gambar 2. 20 Grafik percepatan RMS berdasarkan ISO 2631^[17]

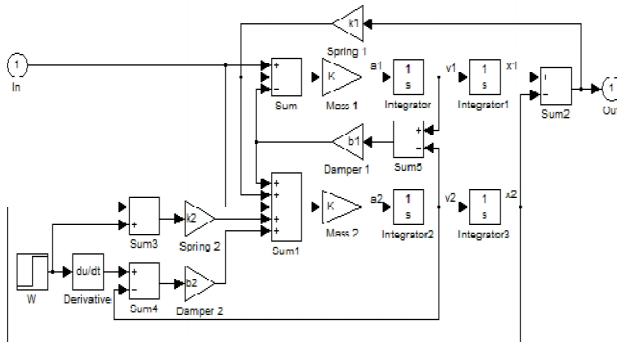
Selain berdasarkan kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan kenyamanan. Ditinjau dari segi keamanan, suspensi dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin^[17]. Defleksi maksimum dari suspensi depan sebesar 10 cm, sedangkan untuk suspensi belakang maksimum sebesar 12 cm^[18].

2.8 Simulink Matlab

Simulink pada Matlab adalah salah satu fitur dari matlab untuk mensimulasikan suatu desain atau model yang bersifat dinamis ataupun tertanam, simulasi ditujukan untuk mengukur kinerja dari suatu desain atau model sistem yang telah dirancang yang sesuai hasil yang diinginkan.

Dalam penelitian ini respon sprung mass yang didapat dari pergerakan sistem suspensi akan dianalisis melalui eksperimen dan simulasi menggunakan simulink. Proses simulasi dengan menggunakan Simulink diawali dengan membuat persamaan matematika dari model *adaptive shock absorber* model seperempat kendaraan. Hasil dari persamaan matematika

tersebut diubah kedalam bentuk state variable. Selanjutnya state variable diterjemahkan kedalam block diagram pada Simulink matlab.



Gambar 2.21 Contoh blok diagram Simulink matlab

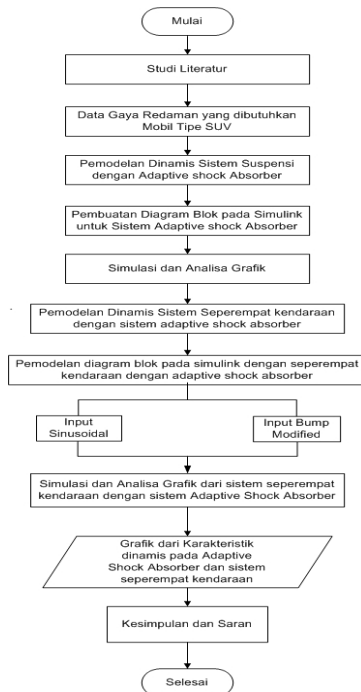
Gambar 2.21 merupakan contoh blok diagram yang dibuat berdasarkan persamaan matematis dari sistem yang telah dirancang. Setelah *state variabel* diterjemahkan dalam bentuk blok diagram, seluruh parameter yang diketahui di dimasukan dan di dijalankan agar respon pada *sprung mass* dapat dilihat hasilnya.

BAB III

METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap sistem suspensi *adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice*. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.



Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai Sistem Suspensi adaptive shock absorber dengan variabel *orifice*. Kemudian langkah selanjutnya pemodelan fisik dan matematis untuk sistem Suspensi *Adaptive shock absorber*. Kemudian membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink. Dan dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik gaya redaman dengan variasi nilai K , d_0 (diameter mula-mula) pada variabel *orifice* dari sistem *adaptive shock absorber*. Untuk selanjutnya, sistem tersebut dipasang pada seperempat kendaraan dengan langkah yang sama, yaitu pertama dengan membuat model fisik dan matematis. Dilanjutkan dengan membuat persamaan gerak. Kemudian membuat blok diagram dengan input *sinusoidal* dan *bump modified*. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari sistem seperempat kendaraan dengan penambahan *Adaptive shock absorber* dengan variabel *orifice*. Setelah itu analisis grafik tersebut dan langkah terakhir, yaitu membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.1.1 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan refrensi-refrensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem *adaptive shock absorber* dengan variabel *orifice*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem hidrolik, akumulator hidrolik, serta pembuatan blok diagram pada MATLAB Simulink.. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari *shock absorber* yang meliputi

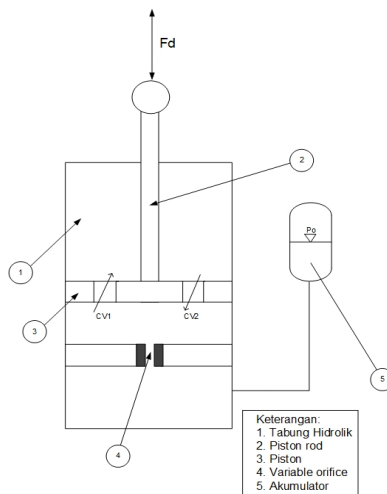
dimensi dan massa sistem seperempat kendaraan, komponen hidrolik berupa silinder hidraulik, pipa, akumulator hidrolik.

Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.2 Pemodelan dan Simulasi Sistem Adaptive Shock Absorber

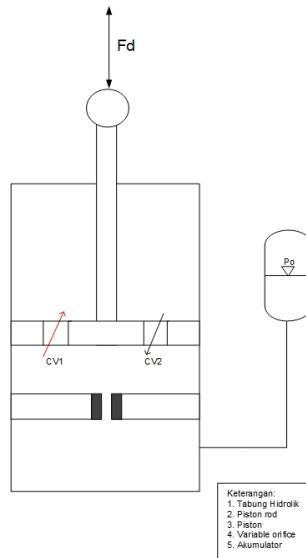
3.2.1 Pemodelan Fisik Sistem Adaptive Shock Absorber

Dalam tugas akhir ini akan dianalisis karakteristik gaya redaman dari sistem Adaptive Shock Absorber dengan input *sinusoidal* dan *Bump modified*. Berikut pemodelan fisik sistem tersebut:



Gambar 3. 2 Model fisik rancangan sistem adaptive shock absorber

Berikut aliran fluida pada sistem *adaptive shock absorber* saat kondisi kompresi (gambar 3.3) dan kondisi ekspansi (gambar 3.4):



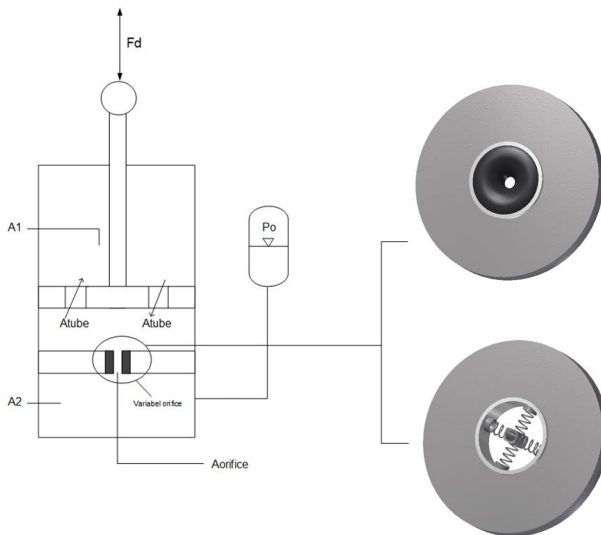
Gambar 3. 3 Aliran fluida saat piston bergerak ke bawah (kompresi)

Pada saat piston bergerak kebawah, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui port 1 menuju *check valve* CV1. Aliran fluida tertahan pada CV2 karena efek dari *check valve* tersebut, maka aliran fluida mengalir melewati akumulator. Aliran fluida hanya melewati akumulator dikarenakan akumulator berfungsi sebagai *damper* dan penyetabil tekanan pada sistem. Pada saat tekanan pada pipa lebih besar dari tekanan awal pada akumulator, maka tekanan tersebut akan disimpan di dalam akumulator. Namun, jika tekanan pada pipa lebih kecil maka akumulator akan memberikan tekanan pada pipa

Pada saat piston bergerak keatas, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui port 2 menuju *check valve* CV2. Aliran fluida tertahan pada CV1 karena efek dari *check valve* tersebut, maka aliran fluida mengalir melalui CV2 melewati akumulator.

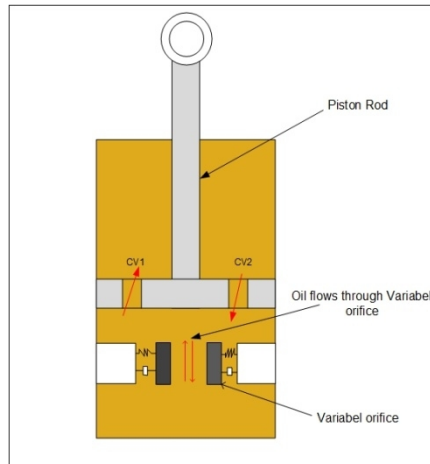
3.2.1 Pemodelan fisik dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Adaptive Shock Absorber dengan Variabel Orifice

Pemodelan fisik untuk sistem adaptive shock absorber meliputi.



Gambar 3. 5 Model fisik rancangan sistem adaptive shock absorber

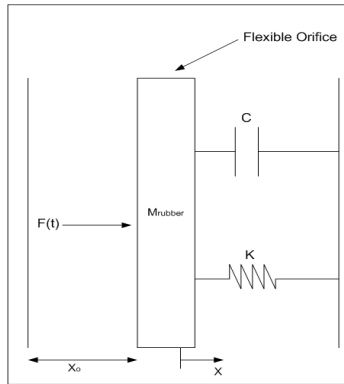
Setelah didapatkan model fisik, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Model fisik variabel orifice pada silinder hidrolik

Variabel orifice pada *shock absorber* merupakan saluran lubang kecil yang terdapat pada piston silinder hidrolik. Prinsipnya sama seperti *fixed orifice* dimana gaya redaman tersebut dihasilkan oleh adanya tahanan minyak melalui orifice pada saat piston bergerak. Kelebihan variabel orifice dibandingkan dengan *fixed orifice* adalah diameter lubang pada *flexibel orifice* yang dapat disesuaikan berdasarkan beban yang diterima pada saat piston bergerak, sehingga *flexible orifice* memiliki range load yang lebih besar dibandingkan *fixed orifice*^[10]. *Variabel* merupakan lubang yang memiliki sifat material yang elastis, terbuat dari jenis *rubber*. Sifat dari material *rubber* tersebut dapat mengalami deformasi elastis pada saat gaya atau beban dikenakan.

Sehingga *variabel orifice* dapat dimodelkan sebagai berikut:



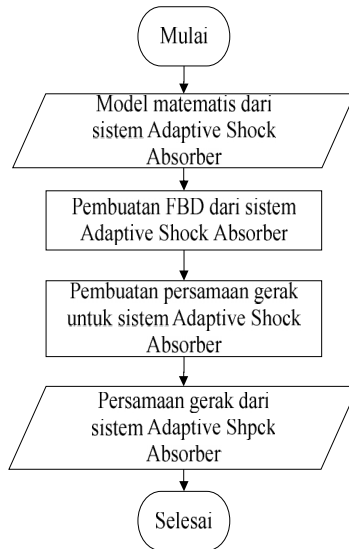
Gambar 3.7 Pemodelan dinamis variabel orifice

Berdasarkan gambar diatas dapat diperoleh persamaan getarannya sebagai berikut:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_p \quad (3.1)$$

Dimana F_p merupakan gaya *pressure* dikarenakan adanya perbedaan tekanan (Δp) antara luasan silinder hidrolik dengan luasan orifice dan luas permukaan orifice. Mpegas adalah massa dari pegas orifice yang dimodelkan sebagai massa. K merupakan konstanta pegas orifice dari material rubber dan C merupakan konstanta *internal damping* dari material rubber itu sendiri.

Konsekuensi dengan adanya variable orifice in akan membuat persamaan getaraannya menjadi persamaan nonlinear, sehingga persamaan tersebut harus melalui proses linearisasi terlebih dahulu. Sistem suspensi dengan variabel *orifice* ini masih dalam tahap penelitian dan perkembangan untuk sekarang. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.8.



Gambar 3. 8 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem Adaptive Shock Absorber

3.2.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Adaptive Shock Absorber

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi sistem Adaptive shock absorber:

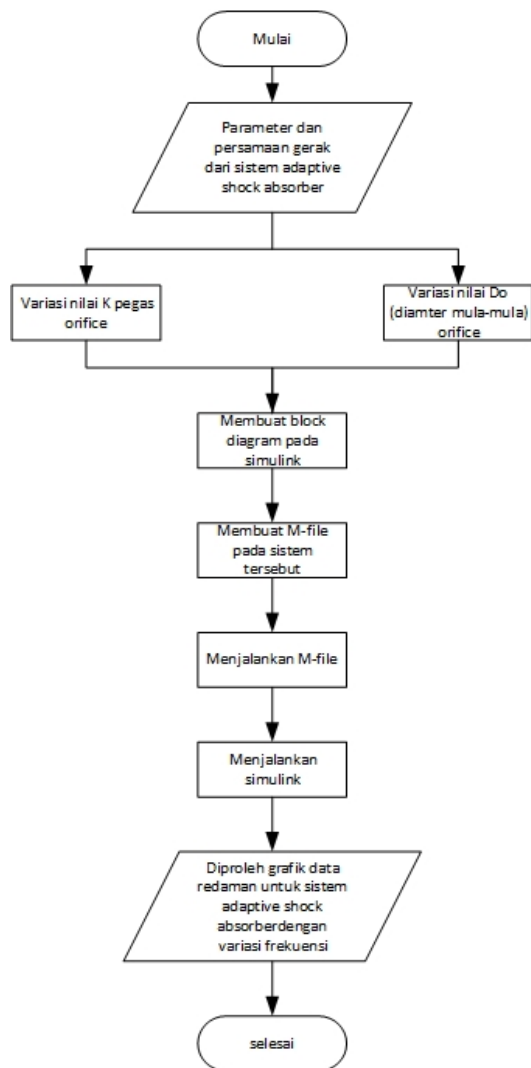
Tabel 3. 1 Parameter untuk sistem *adaptive shock absorber*^[11]

Parameter	Nilai
Diameter batang piston (d)	3 cm
Diameter silinder hidrolik (D)	5 cm
Diameter pipa (d_{tube})	2 mm
Massa jenis fluida (ρ)	860 kg/m ³
Viskositas kinematik fluida (ν) (ISO VG 10)	10 mm ² /s
Panjang pipa (L)	1,75 m
Efisiensi volumetric (η_v)	0.88
Efisiensi mekanik (η_m)	0.9
Massa <i>spring orifice</i> (M_3)	6 x 10 ⁻⁴ Kg
<i>Damping Spring orifice</i> (C_3)	1 N.s/m

Parameter pada tabel 3.1 berasal dari jurnal. Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.7. Input yang digunakan yaitu input *sinusoidal* dengan amplitudo 2 cm, dan variasi frekuensi 0.8, 1, 1,5, 2 Hz.

Tabel 3.2 Variasi parameter untuk sistem *adaptive shock absorber*^[11]

D orifice (d_0),	K pegas orifice (<i>Coefficient stiffness</i>)	Frekuensi
3 mm	250 N/m	0.8 Hz
	200 N/m	1 Hz
	150 N/m	1.5 Hz
	100 N/m	2 Hz



Gambar 3. 9 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem Adaptive Shock Absorber

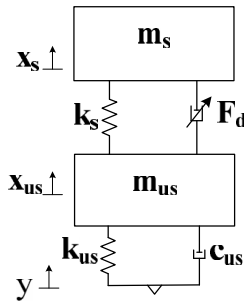
3.2.3 Analisis Grafik Sistem Adaptive Shock absorber

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem Adaptive Shock Absorber ini, akan didapatkan grafik karakteristik gaya redaman, yaitu berupa grafik gaya redaman terhadap perpindahan maupun kecepatan dengan variasi frekuensi, nilai K dan A_{orifice} mula-mula pada sistem *variable Orifice*. Setelah itu grafik-grafik tersebut dianalisis dan diambil kesimpulan. Kemudian dipilih salah satu hasil dalam variasi tersebut untuk nantinya digunakan sebagai parameter untuk *adaptive shock absorber* pada simulasi seperempat kendaraan.

3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan dengan Adaptive Shock Absorber

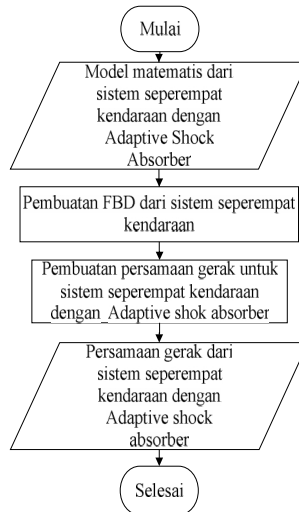
3.3.1 Pemodelan Fisik dan Matematis serta Pembuatan Persamaan dari Sistem Adaptive Shock Absorber

Pemodelan matematis yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan seperempat kendaraan dengan dua derajat kebebasan (2 DOF) dan satu derajat kebebasan (1 DOF) untuk pemodelan *shock absorber*. Pemodelan fisik seperempat kendaraan yang terdiri dari 2 DOF yaitu m_{us} (massa roda) dan m_s (massa bodi kendaraan). Pemodelan fisik sistem adaptive shock absorber (seperti pada gambar 3.5) pada sistem seperempat kendaraan yang meliputi tabung hidrolik beserta akumulator dan variabel orifice, dimana sistem tersebut memiliki 1 DOF dijelaskan pada gambar 3.8.



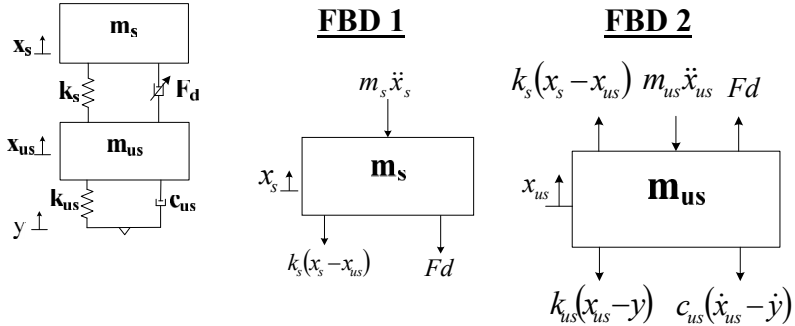
Gambar 3. 10 Model fisik sistem seperempat kendaraan dengan F_d

Setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.11



Gambar 3. 11 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem adaptive shock absorber

Sehingga pemodelan matematis dari gambar 3.12 sebagai berikut:



Gambar 3. 12 FBD untuk sistem seperempat kendaraan dan F_d merupakan gaya redaman dari sistem *adaptive shock absorber*

Persamaan matematis dari FBD 1 pada gambar 3.10 sebagai berikut:

$$m_s \ddot{x}_s + F_d + k_s(x_s - x_{us}) = 0 \quad (3.2)$$

Persamaan matematis dari FBD 2 pada gambar 3.10 sebagai berikut:

$$m_{us} \ddot{x}_{us} + c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) + k_{us}(x_{us} - y) - F_d - k_s x_s = 0 \quad (3.3)$$

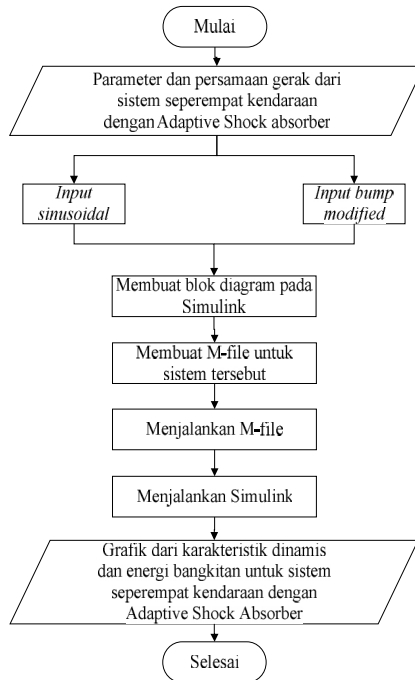
3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan dengan Adaptive Shock Absorber

Setelah proses pembuatan persamaan gerak selesai, maka langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Parameter yang digunakan untuk seperempat kendaraan yaitu parameter dari mobil tipe SUV yang diperoleh dari jurnal. Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem seperempat kendaraan dengan adaptive shock absorber ditunjukkan pada tabel 3.3.

Tabel 3. 3 Parameter untuk sistem seperempat kendaraan (SUV *car*) ^[12]

Parameter	Nilai
<i>spring mass</i> (m_s)	650 kg
<i>unsprung mass</i> (m_{us})	55 kg
<i>suspension stiffness</i> (k_s)	27500 N/m
<i>tire stiffness</i> (k_{us})	237000 N/m
<i>Suspension damping coefficient</i> (c_{us})	3000 N.s/m

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.13. Input yang digunakan yaitu input *sinusoidal* dan *bump modified*.



Gambar 3. 13 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem seperempat kendaraan dengan Adaptive shock Absorber

3.3.3 Analisis Grafik Sistem Seperempat Kendaraan dengan HMRSA

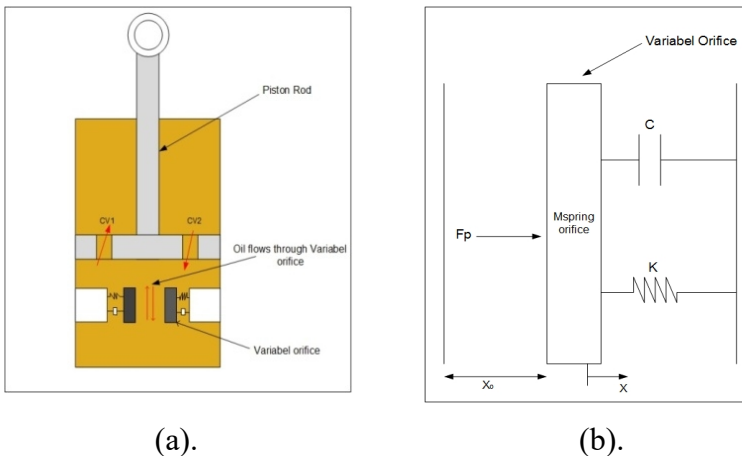
Dari simulasi sistem seperempat kendaraan dengan menggunakan input sinusoidal dan *bump modified*, didapatkan respon dinamis yang berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari kedua input. Grafik-grafik tersebut dianalisis, dan diharapkan dengan adanya adaptive shock absorber dengan *variabel orifice* ini dapat mempengaruhi kenyamanan pada kendaraan. Setelah itu dapat diambil kesimpulan dari hasil analisis grafik yang diperoleh.

BAB IV

PEMODELAN SISTEM

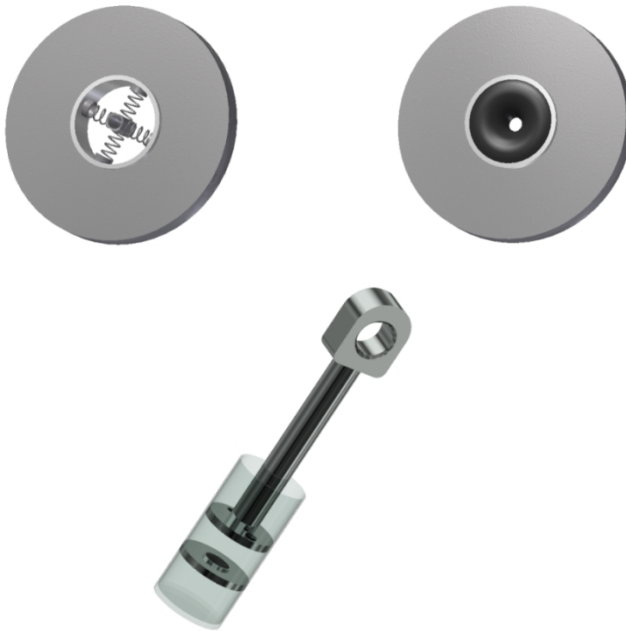
4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Adaptive Shock Absorber

Untuk sistem *adaptive shock absorber* ini menggunakan mekanisme hidrolis disertai dengan adanya penambahan variabel orifice pada sistem tersebut. Variabel orifice merupakan modifikasi rangkain dari bentuk orifice yang digunakan pada umumnya. Pada umumnya orifice merupakan lubang yang menghambat aliran fluida. Karena adanya perbedaan pengecilan luas penampang tersebut, maka akan menghasilkan gaya redam pada sistem suspensi tersebut.



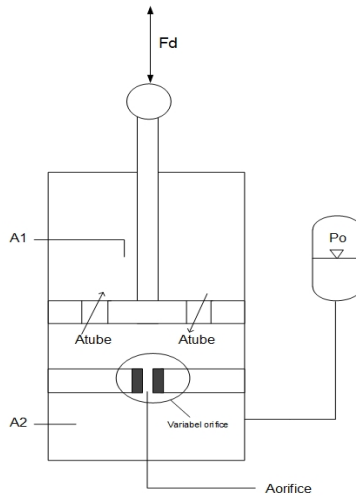
Gambar 4. 1 Model fisik Sistem hidrolis dengan menggunakan variabel orifice

Pada gambar 4.1 merupakan model fisik dari sistem *adaptive shock absorber* dengan menggunakan variabel orifice. Perbedaannya dengan orifice pada umumnya yaitu pada rangkain orifice terdapat pegas yang memiliki nilai *stiffness*, *damping*, dan massa orifice yang tentunya akan menghasilkan karakteristik gaya redam yang berbeda dari orifice pada umumnya. Berikut merupakan bentuk fisik dari variabel orifice pada sistem hidrolik yang dijelaskan pada gambar 4.2.



Gambar 4. 2 Bentuk fisik Sistem hidrolik dengan menggunakan variabel orifice

4.1.1. Sistem Hidrolik dengan Variabel Orifice



Gambar 4. 3 Skema untuk sistem hidrolik dengan Variabel Orifice

Persamaan yang digunakan pada sistem *adaptive shock absorber* dengan menggunakan *variabel orifice*. Untuk persamaan silinder hidrolik, menggunakan persamaan Bernoulli (2.7).

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2$$

$h_1 = h_2$, sehingga persamaan menjadi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$$

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2)$$

$$p = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (4.1)$$

dimana 1 : saat kondisi awal dan 2 : saat kondisi akhir

- a. Hubungan silinder hidrolik dengan *tube* menggunakan persamaan konservasi massa (2.10):

- Saat kondisi ekspansi

$$Q_1 = Q_{tube}$$

$$v_1 A_1 = v_{tube} A_{tube}$$

$$v_{tube} = \frac{A_1}{A_{tube}} \times v_1 \quad (4.2)$$

Kemudian dilakukan substitusi persamaan (4.2) ke persamaan (4.1) dengan catatan kondisi 2 pada *tube* dan kondisi 1 pada silinder hidrolik sehingga persamaan menjadi:

$$p = \frac{\rho}{2} (v_{tube}^2 - v_1^2)$$

$$p = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_1}{A_{tube}} v_1 \right)^2 - v_1^2 \right)$$

$$p = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.3)$$

Persamaan gaya redaman dari persamaan (4.3), yaitu:

$$F_d = \Delta p \times A_1$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.4)$$

- Saat kondisi kompresi

$$Q_2 = Q_{tube}$$

$$v_2 A_2 = v_{tube} A_{tube}$$

$$v_{tube} = \frac{A_2}{A_{tube}} \times v_2 \quad (4.5)$$

Kemudian dilakukan substitusi persamaan (4.5) ke persamaan (4.1) dengan catatan kondisi 2 pada pipa dan kondisi 1 pada silinder hidrolik sehingga persamaan menjadi:

$$\begin{aligned} p &= \frac{\rho}{2} (v_{tube}^2 - v_2^2) \\ p &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_2}{A_{tube}} v_2 \right)^2 - v_2^2 \right) \\ \Delta p &= \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Persamaan gaya redaman dari persamaan (4.6), yaitu:

$$\begin{aligned} F_d &= \Delta p \times A_2 \\ F_d &= \frac{\rho}{2} A_2 v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \end{aligned} \quad (4.7)$$

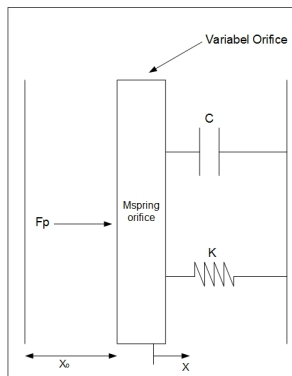
dimana:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

$$A_2 = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{tube} = \frac{\pi d_{tube}^2}{4}$$

b. Hubungan silinder hidrolik dengan *variabel orifice*:



Gambar 4. 3 Model Dinamis Variabel Orifice

Persamaan getarannya sebagai berikut:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_p$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \Delta P \cdot A_s \quad (4.8)$$

dimana A_s = Luas permukaan orifice

Dengan menggunakan persamaan Hubungan silinder hidrolik dengan *variabel orifice* menggunakan persamaan konservasi massa (2.10):

- Saat kondisi ekspansi

$$Q_1 = Q_{of}$$

$$v_1 A_1 = v_{of} A_{of}$$

$$v_{of} = \frac{A_1}{A_{of}} \times v_1 \quad (4.9)$$

Kemudian dilakukan substitusi persamaan (4.9) ke persamaan (4.1) dengan catatan kondisi 2 pada *tube* dan kondisi 1 pada silinder hidrolik sehingga persamaan menjadi:

$$p = \frac{\rho}{2} (v_{of}^2 - v_1^2)$$

$$p = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_1}{A_{of}} v_1 \right)^2 - v_1^2 \right)$$

$$p = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{of}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.10)$$

Kemudian dilakukan substitusi persamaan (4.10) ke persamaan (4.1) dengan catatan kondisi 2 pada orifice dan kondisi 1 pada silinder hidrolik sehingga persamaan menjadi:

$$\begin{aligned} p &= \frac{\rho}{2} (v_{of}^2 - v_2^2) \\ p &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_2}{A_{of}} v_2 \right)^2 - v_2^2 \right) \\ p &= \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{of}} \right)^2 - 1 \right) \end{aligned} \quad (4.11)$$

Sehingga dari persamaan 4.8 , 4.10 dan 4.11 diperoleh persamaan sebagai berikut:

- Saat kondisi ekspansi (4.8 dan 4.19)

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \Delta P \cdot A_s$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{of}} \right)^2 - 1 \right) \cdot A_s$$

dimana:

$$A_{of} = \text{luas awal orifice} = \frac{\pi D_o^2}{4}$$

$$D_o = \text{diamater awal orifice}$$

dari persamaan 4.15 diperoleh x(t) (pertambahan diameter orifice) pada saat ekspansi

State variabel =

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} [-C\dot{x} - Kx - \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{of}} \right)^2 - 1 \right) \cdot As] \quad (4.12)$$

Sehingga diperoleh x (diameter pertambahan orifice) pada saat ekspansi.

Sehingga persamaan gaya redaman dari persamaan (4.12), yaitu:

$$F_d = \Delta p \times A_1$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{of2}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.13)$$

dimana: $A_{of2} = \text{luas akhir orifice} = \frac{\pi(Do+x(t))^2}{4}$

$x(t)$ = pertambahan diameter orifice terhadap waktu

- Saat kondisi kompresi (4.8 dan 4.13)

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \Delta P \cdot As$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{of}} \right)^2 - 1 \right) \cdot As$$

dimana:

$$A_{of} = \text{luas awal orifice} = \frac{\pi Do^2}{4}$$

Do = diameter awal orifice

State variabel =

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} [-C\dot{x} - Kx - \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{of}} \right)^2 - 1 \right) \cdot As] \quad (4.14)$$

Sehingga diperoleh x (diameter pertambahan orifice) pada saat kompresi.

Sehingga persamaan gaya redaman dari persamaan (4.15), yaitu:

$$F_d = \Delta p \times A_2$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_1 v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{of2}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4. 15)$$

dimana:

$$A_{of2} = \text{luas akhir orifice} = \frac{\pi(D_o+x(t))^2}{4}$$

$x(t)$ = pertambahan diameter orifice terhadap waktu

c. *Head loss* yang terjadi pada sistem hidrolik

$$\frac{\Delta p}{\rho} = h_l$$

$$\Delta p = \rho \cdot h_l \quad (4. 16)$$

dimana $h_l = h_{lM} + h_{lm}$

- *Major Head Loss* pada persamaan (2.13):

$$h_{lM} = \frac{32Lv}{d_{tube}^2} \dot{x}$$

- *Minor Head Loss* pada persamaan (2.14) dimana nilai $K = 0.5$ (*square-edge* pada table 2.3)

$$h_{lm} = K \frac{\dot{x}^2}{2}$$

Persamaan gaya redaman dari persamaan (4.8):

- Saat kondisi ekspansi

$$F_d = \Delta p \times A_1$$

$$F_d = (\rho \cdot h_l) A_1$$

$$F_d = \rho \left(\frac{32Lv}{d_{tube}^2} \dot{x} + \frac{K}{2} \dot{x}^2 \right) A_1 \quad (4.17)$$

- Saat kondisi kompresi

$$F_d = \Delta p \times A_2$$

$$F_d = (\rho \cdot h_l) A_2$$

$$F_d = \rho \left(\frac{32Lv}{d_{tube}^2} \dot{x} + \frac{K}{2} \dot{x}^2 \right) A_2 \quad (4.18)$$

- b. Akumulator yang berfungsi sebagai damper, pada persamaan (2.16), yaitu $= p_0$. Sehingga persamaan gaya redaman untuk akumulator, yaitu:

- Saat kondisi ekspansi

$$F_d = p_0 \times (A_2 - A_1) \quad (4.19)$$

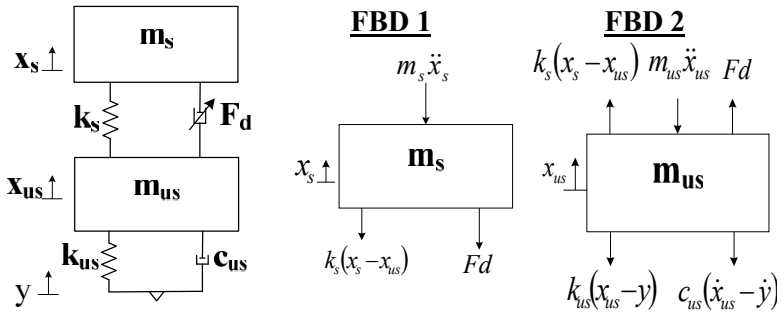
- Saat kondisi kompresi

$$F_d = p_0 \times (A_1 - A_2) \quad (4.20)$$

Saat kondisi ekspansi, yaitu A_1 , dan untuk kondisi kompresi, yaitu A_2 .

4.2 Pemodelan Dinamis Seperempat Kendaraan dengan Penambahan Adaptive Shock Absorber

Dari model matematis yang telah dijelaskan pada gambar 3.8, akan didapatkan FBD sebagai berikut:



Gambar 4. 4 FBD untuk sistem seperempat kendaraan dan F_d merupakan gaya redaman dari sistem Adaptive shock absorber

Persamaan matematis dari FBD 1 pada gambar 4.5 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{x}_s + F_d + k_s(x_s - x_{us}) &= 0 \\
 m_s \ddot{x}_s &= -F_d - k_s x_s + k_s x_{us} \\
 \ddot{x}_s &= \frac{1}{m_s} [-F_d - k_s x_s + k_s x_{us}]
 \end{aligned} \tag{4. 21}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.23), yaitu:

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= v \\
 \dot{v}_s &= \frac{1}{m_s} [-F_d - k_s x_s]
 \end{aligned} \tag{4. 22}$$

Persamaan matematis dari FBD 2 pada gambar 4.5 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m_{us} \ddot{x}_{us} + c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) + k_{us}(x_{us} - y) - F_d - k_s x_s &= 0 \\
 m_{us} \ddot{x}_{us} &= -c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) - k_{us}(x_{us} - y) + F_d + k_s x_s
 \end{aligned}$$

$$\ddot{x}_{us} = \frac{1}{m_{us}} [-c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) - k_{us}(x_{us} - y) + F_d + k_s x_s] \quad (4.23)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.25), yaitu:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{y} = Y$$

$$\dot{v}_{us} = \frac{1}{m_{us}} [-c_{us}(v_{us} - Y) - k_{us}(x_{us} - y) + F_d + k_s x_s] \quad (4.24)$$

4.3 Diagram Blok

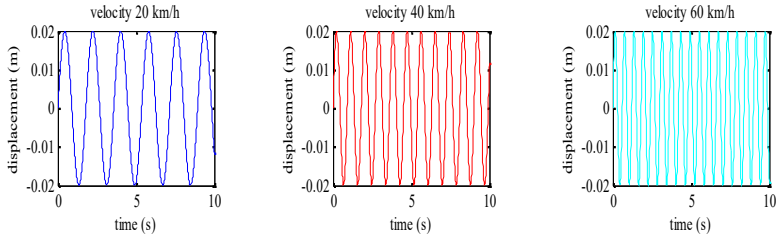
Dari persamaan gerak yang didapat, selanjutnya dibuat diagram blok sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.3.1. Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem *Adaptive shock absorber* dan sistem seperempat kendaraan dengan penambahan *Adaptive shock absorber*. Pada saat eksekusi simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state*. Kedua, input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien. Persamaan dari kedua input tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

- Input sinusoidal

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (4.25)$$

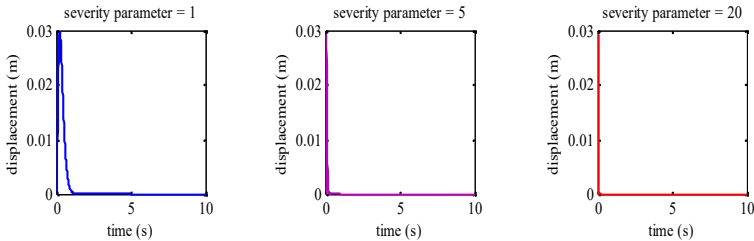


Gambar 4. 5 Profil jalan dengan input sinusoidal

Pada persamaan (4.25), nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 2 cm. Besar frekuensi didapatkan dari rumus $f = \frac{v}{\lambda}$, dengan asumsi kecepatan yang digunakan (v) 40 km/h hingga 60 km/h dan panjang gelombang (λ) 10 m. Setelah itu didapatkan nilai ω , dengan rumus $\omega = 2\pi f$.

- Input *bump* yang dimodifikasi^[13]

$$y(t) = Y 0.37e^2(\gamma\omega_0 t)e^{-\gamma\omega_0 t} \quad (4.26)$$

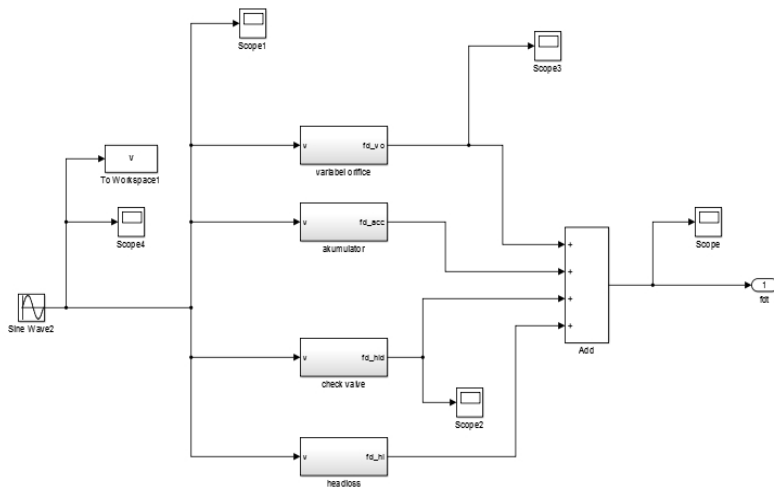


Gambar 4. 6 Profil jalan dengan input bump yang dimodifikasi

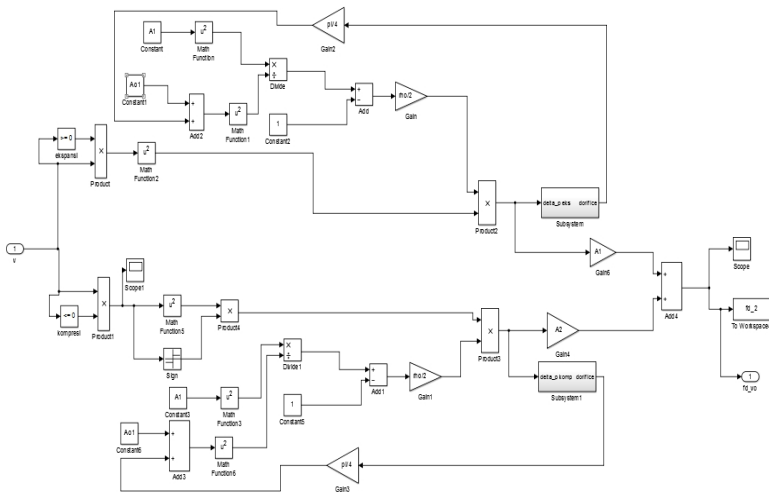
Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact*, 5 untuk *less severe impacts*, dan 20 untuk *more severe impact*. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_s}{m_s}}$. Nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 2 cm.

4.3.2. Diagram Blok Sistem Adaptive Shock Absorber dengan Variabel Orifice

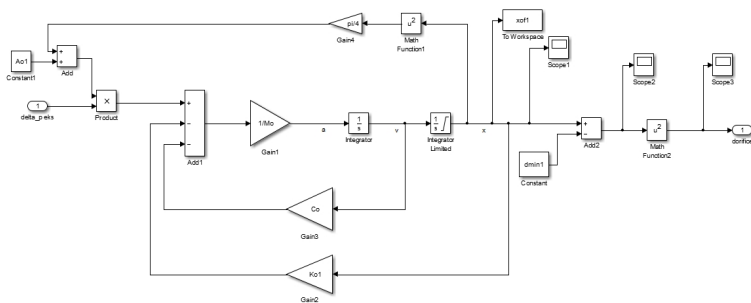
Untuk melakukan simulasi pada sistem Adaptive shock absorber, hanya menggunakan input sinusoidal. Parameter yang digunakan pada sistem Adaptive shock absorber ini telah dijelaskan pada tabel 3.1.



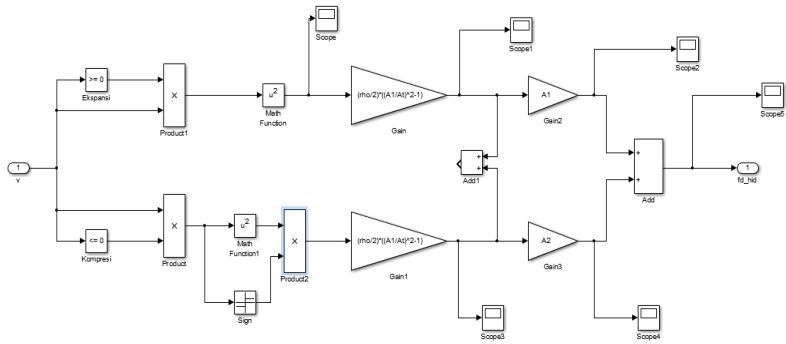
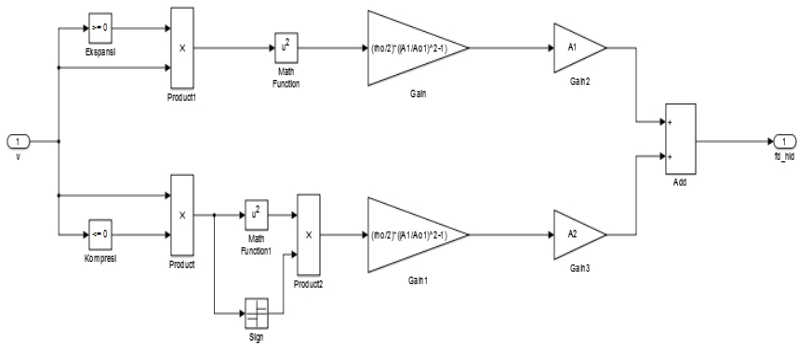
Gambar 4. 7 Diagram blok untuk sistem Adaptive shock absorber dengan variabel orifice



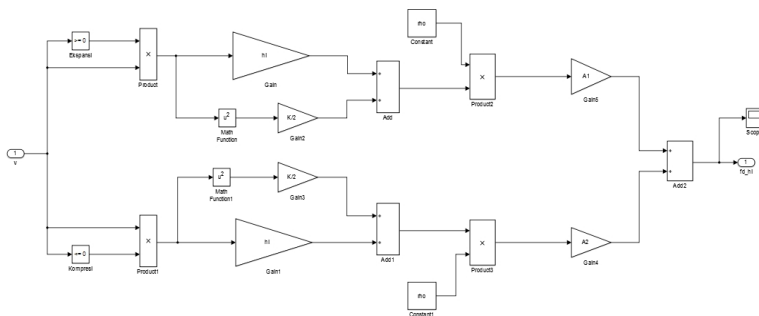
Gambar 4. 8 Diagram blok untuk *Variabel Orifice*



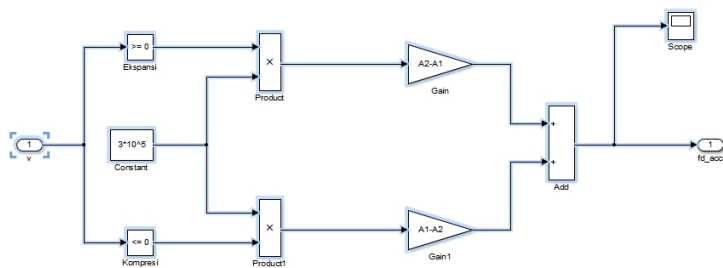
Gambar 4. 9 Diagram blok untuk *x* (diameter pertambahan *orifice*)

Gambar 4. 10 Diagram blok untuk *Check valve*

Gambar 4. 2 Diagram blok Konvensional Orifice



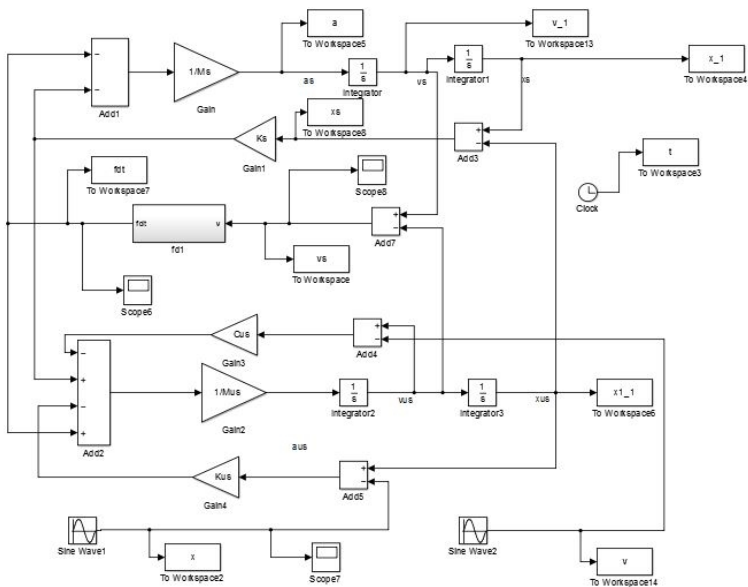
Gambar 4. 3 Diagram blok untuk major headloss dan minor headloss



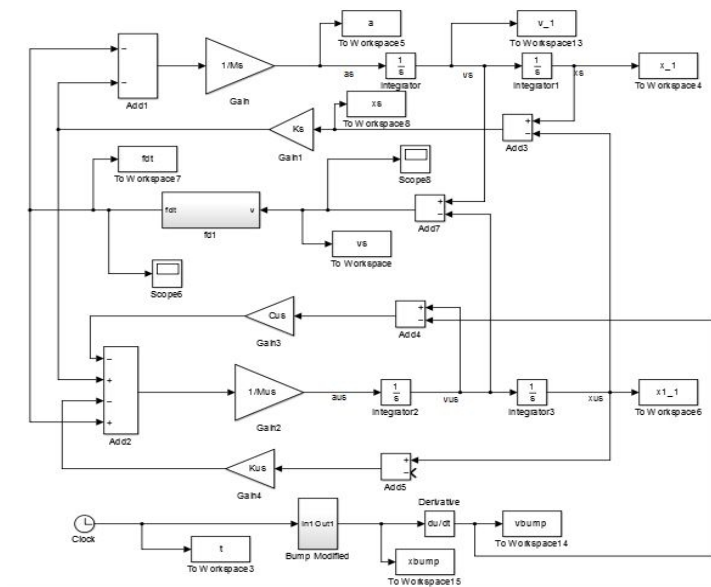
Gambar 4. 4 Diagram blok Akumulator

4.3.3. Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan dengan Penambahan Adaptive Shock Absorber

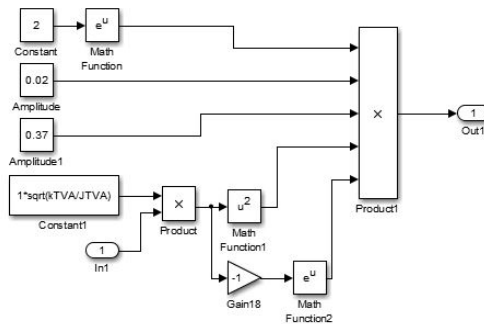
Pada sistem seperempat kendaraan, nilai konstanta redaman pada massa *sprung* digantikan dengan nilai gaya redaman yang dihasilkan sistem HMRSA. Input yang digunakan dalam simulasi sistem seperempat kendaraan, yaitu input sinusoidal dengan variasi kecepatan 10 km/jam - 120 km/jam dan input *bump* yang telah dimodifikasi dengan γ (*severity parameter*) sama dengan 1 untuk *low impact*. Parameter yang digunakan pada sistem seperempat kendaraan ini telah dijelaskan pada tabel pada bab 3.



Gambar 4. 16 Diagram blok untuk sistem seperempat kendaraan dengan penambahan Adaptive Shock Absorber untuk input sinusoidal



Gambar 4. 17 Diagram blok untuk sistem seperempat kendaraan dengan penambahan Adaptive Shock Absorber untuk input bump modified



Gambar 4. 18 Diagram blok untuk input *bump modified*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem *Adaptive shock absorber* dengan menggunakan variabel *orifice* dan *konvensional orifice* serta sistem seperempat kendaraan dengan penambahan sistem adaptive shock absorber. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, percepatan terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh sistem *adaptive shock absorber* dan juga respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada sistem seperempat kendaraan. Pada simulasi ini grafik respon yang dihasilkan, nilai positif merupakan nilai untuk kondisi ekspansi dan nilai negatif merupakan nilai untuk kondisi kompresi.

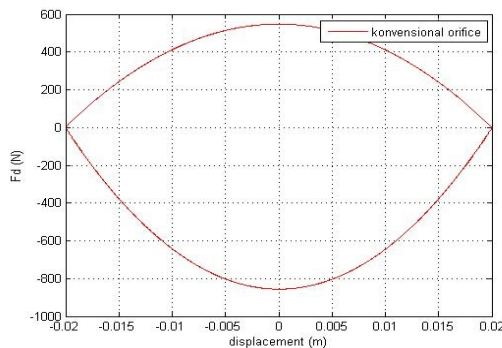
Pertama kali yang dilakukan dalam simulasi adalah menghasilkan respon gaya redam terhadap perpindahan, kecepatan dan waktu terhadap gaya redam pada sistem adaptive shock absorber dengan menggunakan variabel orifice dan konvensional orifice. Khusus untuk variabel orifice dihasilkan pula respon pengembangan orifice (x_o) terhadap waktu. Input yang digunakan pada sistem adaptive shock absorber yaitu sinusoidal. Pilihan variasi nilai K (stiffnes) *spring* 250 N/m, 200 N/m, 150 N/m, 100 N/m untuk variabel orifice. Untuk variasi ini akan dianalisis karakteristik dan perbandingan respon gaya redam yang dihasilkan antara sistem *adaptive shock absorber* dengan variabel *orifice* dan *konvensional orifice*.

Kemudian pada tahap kedua dilakukan simulasi pada sistem *Adaptive shock absorber* ketika input sinusoidal dengan variasi frekuensi 0,8, 1, 1,5, dan 2 hz . Dari variasi ini akan dianalisis respon gaya redam yang dihasilkan. Pada tahap ketiga, sistem adaptive shock absorber dengan variabel orifice dan konvensional orifice akan diaplikasikan pada sistem seperempat kendaraan (mobil tipe SUV dengan parameter yang telah

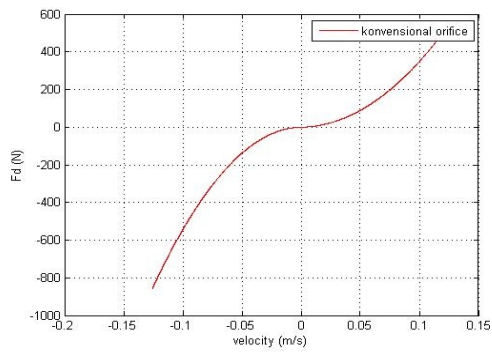
diketahui) dengan input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input bump modified. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis yang dihasilkan. Respon dinamis pada seperempat kendaraan yang dianalisis antara lain perpindahan, kecepatan, percepatan bodi kendaraan terhadap fungsi waktu, serta perpindahan, kecepatan, dan percepatan rata-rata (rms) bodi kendaraan terhadap frekuensi eksitasi. perlu diketahui bahwa frekuensi eksitasi merupakan kecepatan kendaraan dengan panjang lintasan tertentu.

5.1 Respon Dinamis Pada Sistem Shock Absorber dengan Menggunakan Konvensional Orifice

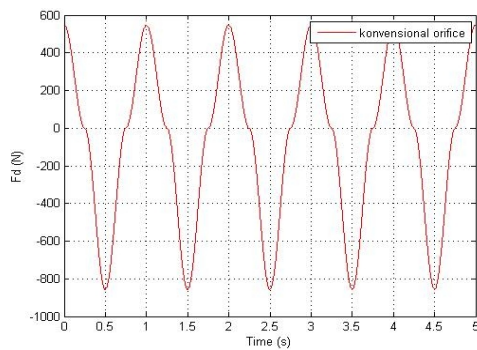
Sistem *shock absorber konvensional orifice* diberikan diameter orifice awal 3mm, input sinusoidal dengan amplitudo 2 cm dan frekuensi eksitasi sebesar 1 Hz, beserta parameter lainnya yang sudah ditentukan. Perlu diketahui bahwa konvensional orifice tidak memiliki spring atau hanyalah lubang penyempitan seperti pada umumnya. Waktu yang digunakan untuk simulasi yaitu 5 s. Variasi yang diberikan hanyalah Frekuensi dengan diameter tetap orifice awal 3 mm. Berikut respon hasil simulasi pada konvensional orifice.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.2 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan waktu (c) pada silinder hidrolik dengan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3$ mm), frekuensi (1 hz)

Gambar 5.2 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan waktu (a – b – c) pada pasangan diameter silinder hidrolik ($D = 5$ cm), diameter batang piston ($d = 3$ cm) dengan frekuensi 1 Hz. Pada gambar (a) dan (b) dihasilkan maksimum gaya redam yang dihasilkan saat ekspansi adalah 547,8 N dan saat kompresi adalah - 855,9 N. Pada grafik tersebut tidak ada karakteristik lain yang dapat ditunjukkan selain gaya redam yang dihasilkan. Kemudian pada gambar (c) respon gaya redam terhadap waktu, gaya redam yang dihasilkan seiring dengan bertambahnya waktu terlihat selalu konstan sampai pada waktu 5 s, tidak ada perubahan atau perbedaan gaya redam yang terjadi setiap detiknya.

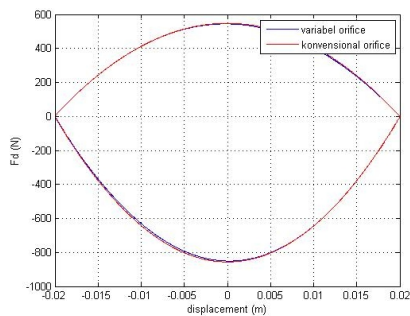
5.2 Respon Dinamis Pada Sistem Adaptive Shock Absorber dengan Variasi K(stiffness) dan Frekuensi dengan Penambahan Variabel Orifice

Dalam variasi ini, sistem *Adaptive shock absorber* diberikan diameter orifice awal 3mm, input sinusoidal dengan amplitudo 2 cm dan frekuensi eksitasi sebesar 1 Hz. Perlu diketahui bahwa variabel orifice memiliki spring yang memiliki nilai K tertentu, sedangkan untuk konvensional orifice tidak memiliki spring atau hanyalah lubang penyempitan seperti pada umumnya. Waktu yang digunakan untuk simulasi yaitu 15 s, sehingga dapat terlihat perubahan / adaptive karakteristik pada variabel orifice. Variasi yang diberikan untuk simulasi yaitu nilai K(stiffness) dan Frekuensi dengan diameter tetap orifice awal 3 mm. Sedangkan untuk konvensional orifice dengan diameter tetap orifice 3mm. Kemudian untuk parameter lainnya yang menunjang simulasi sudah ditentukan pada bab sebelumnya. Berikut variasi yang digunakan dijelaskan pada tabel dibawah ini:

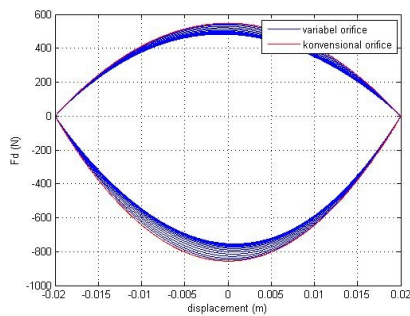
Tabel 5.1 Variasi parameter untuk sistem adaptive shock absorber

D orifice (d_0),	K pegas orifice (Coefficient stiffness)	Frekuensi
3mm	250 N/m	0,8 Hz
	200 N/m	1 Hz
	150 N/m	1,2 Hz
	150 N/m	2 Hz

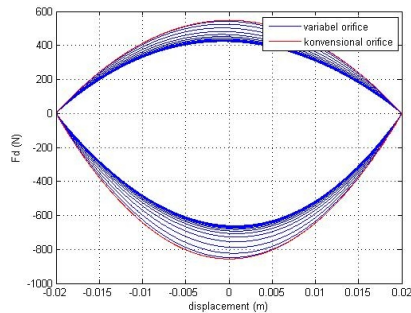
5.1.1 Frekuensi Eksitasi 1(hz)



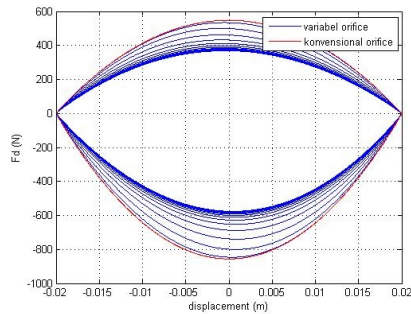
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 5. 4 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan pada silinder hidrolik dengan variabel orifice dan konvensional orifice dengan variasi nilai K_{spring} (a). K 250 N/m, (b). K 200 N/m, (c). K 150 N/m, (d). K 100 N/m

Gambar 5.4 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan antara *variabel orifice* dengan *konvensional orifice* (a – b – c – d) pada diameter silinder hidrolik ($D = 5$ cm), diameter orifice 3 mm, frekuensi eksitasi 1 Hz, dan amplitudo 2 cm dengan variasi nilai K_{spring} pada *variabel orifice*. Pada gambar a. (K_{spring} 250 N/m) terlihat perbedaan antara *variabel* dan *konvensional orifice*, dimana respon yang terjadi pada konvensional orifice tidak adanya perubahan gaya redaman yang terjadi, berbeda dengan respon yang terjadi pada variabel orifice .

Pada *variabel orifice* gaya redaman maksimum yang dihasilkan terlihat semakin menurun hingga mencapai penurunan pada nilai gaya redaman maksimum tertentu. Sama halnya dengan gambar b. (K_{spring} 200 N/m), c. (K_{spring} 150 N/m), d. (K_{spring} 100 N/m) terlihat perbedaan yang sama antara variabel dan konvensional orifice seperti yang sudah dijelaskan pada gambar (a). Berikut perbedaan nilai gaya redam yang dihasilkan antara variabel dan konvensional orifice yang dijelaskan pada tabel dibawah ini.

Tabel 5.2 Gaya redam yang dihasilkan silinder hidrolik dengan variabel orifice

Variabel Orifice						
K_{spring} (N/m)	Ekspansi awal max. (N)	Ekspansi akhir max. (N)	Kompresi awal max.(N)	kompresi akhir max.(N)	Δ Ekspansi (N)	Δ Kompresi (N)
250	547,8026	544,37	855,98	850,6597	3,4326	5,3203
200	547,8026	512,57	855,98	814,29	35,2326	41,69
150	547,8026	463,747	855,98	727,468	84,0556	128,512
100	547,8026	411,313	855,98	652,24	136,4896	203,74

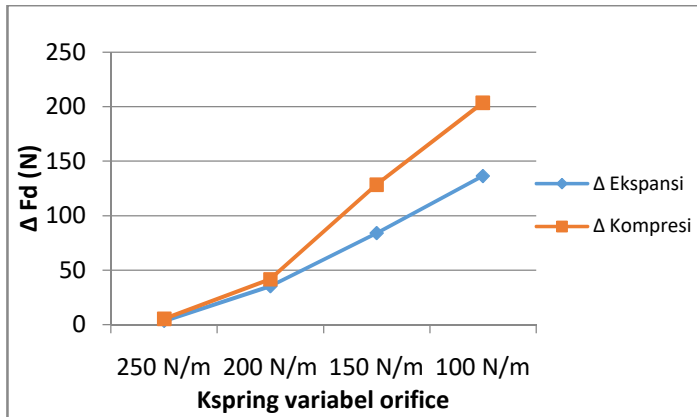
Tabel 5.3 Gaya redam yang dihasilkan silinder hidrolik dengan konvensional orifice

Konvensional Orifice	
Ekspansi Max. (N)	Kompresi Max. (N)
547,80 N	855,98 N

Tabel 5.2 menunjukan bahwa *variabel orifice* memiliki nilai gaya redam kompresi dan ekspansi awal dan akhir. Gaya

redam awal dan akhir pada kompresi maupun ekspansi merupakan gaya redam yang mengalami penurunan sampai pada waktu tertentu terlihat pada gambar 5.4 untuk tiap nilai $K_{\text{spring orifice}}$, dimana nilai gaya redam saat kompresi dan ekspansi awal dan akhir maksimal memiliki nilai yang berbeda untuk tiap $K_{\text{spring orifice}}$. Semakin kecil nilai $K_{\text{spring orifice}}$, maka nilai penurunan Δ kompresi maupun ekspansi akan semakin besar. $K_{\text{spring-orifice}}$ 100 N/m memberikan nilai penurunan Δ terbesar, dikarenakan terjadi perbedaan yang jauh antara nilai kompresi dan ekspansi awal dan akhir terhadap waktu. Fenomena penurunan gaya redam pada saat kompresi dan ekspansi terhadap waktu diakibatkan karena tiap nilai $K_{\text{spring orifice}}$ terjadi perubahan yaitu bertambahnya diameter orifice terhadap waktu. Perlu diketahui bahwa semakin besar diameter orifice maka gaya redam yang dihasilkan akan semakin kecil juga, hal ini mengacu pada bab sebelumnya yaitu persamaan 4.13 dan 4.15 untuk siklus kompresi maupun ekspansi. Terjadinya pertambahan diameter orifice terhadap waktu akan dijelaskan pada subbab 5.2.1 selanjutnya.

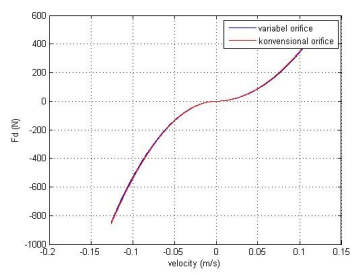
Tabel 5.3 *konvensional orifice* memiliki nilai kompresi dan ekspansi maksimum yang bernilai tetap tidak bertambah kecil atau besar pada waktu simulasi yang dilakukan selama 10s. Akan tetapi berbeda pada tabel 5.3 *variabel orifice* yang memiliki karakteristik sendiri yaitu memiliki nilai ekspansi kompresi awal dan akhir maksimum. nilai awal dan akhir merupakan penurunan gaya redam yang terjadi pada silinder hidrolik dengan *variabel orifice* dengan waktu simulasi 10s. lebih jelasnya ditunjukkan pada grafik dibawah ini.



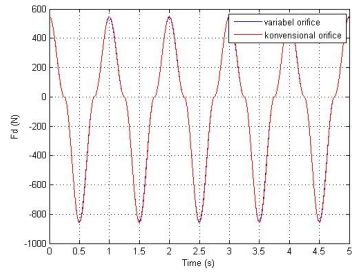
Gambar 5.5 Grafik penurunan gaya redam yang terjadi antara variasi nilai Kspring Orifice pada silinder hidrolik dengan variabel orifice

Dari gambar 5.5 dapat diketahui bahwa nilai penurunan Δ kompresi maupun ekspansi sama-sama bertambah besar seiring dengan mengecilnya nilai kekakuan K_{spring} pada variabel orifice. Penurunan gaya redam yang terjadi disebabkan diameter orifice mula-mula pada variabel orifice mengalami pertambahan diameter seiring dengan bertambahnya waktu simulasi dari 0s sampai 10 s.

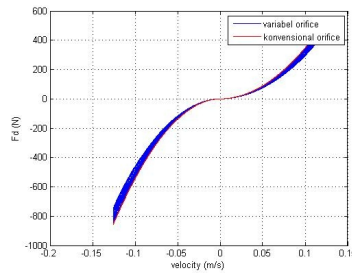
Dari gambar 5.5 dapat diketahui bahwa nilai penurunan Δ kompresi maupun ekspansi sama-sama bertambah besar seiring dengan mengecilnya nilai kekakuan K_{spring} pada variabel orifice. Penurunan gaya redam yang terjadi disebabkan diameter orifice mula-mula pada variabel orifice mengalami pertambahan diameter seiring dengan bertambahnya waktu simulasi dari 0s sampai 10 s. Untuk lebih jelas mengenai karakteristik pertambahan diameter orifice akan dijelaskan pada gambar 5.7 selanjutnya.



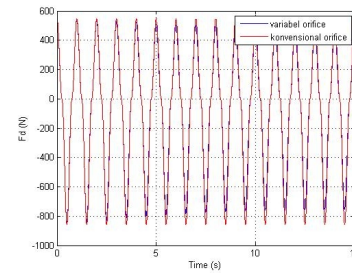
(a)



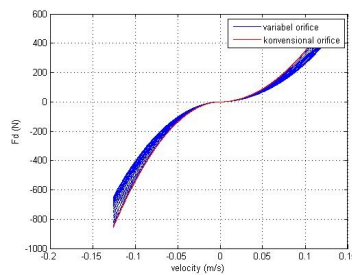
(e)



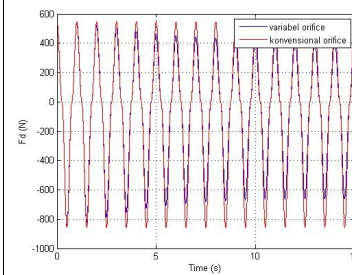
(b)



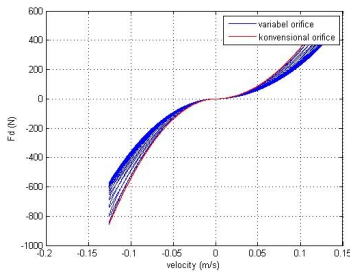
(f)



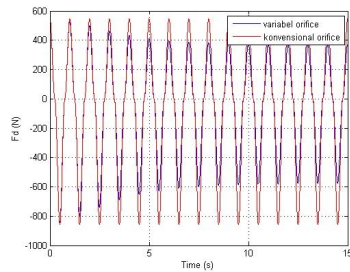
(c)



(g)



(d)

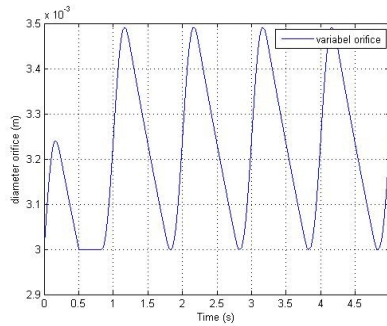


(h)

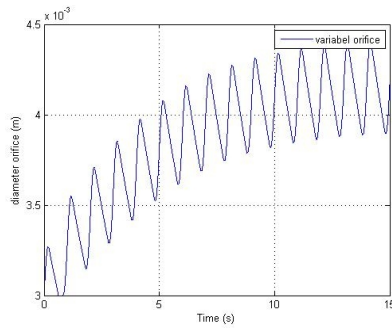
Gambar 5.6 Grafik respon gaya redam terhadap kecepatan dan waktu pada silinder hidrolik (a-e). K 250 N/m, (b-f). K 200 N/m, (c-g). K 150 N/m, (d-h). K 100 N/m dengan variabel orifice dan konvensional orifice

Gambar 5.6 merupakan grafik respon gaya redam terhadap kecepatan (a – b – c – d) dan waktu (e – f – g – h) pada silinder hidrolik dengan variabel orifice dan konvensional orifice ($D = 5$ cm), diameter awal orifice 3 mm, frekuensi 1 Hz dengan variasi nilai K_{spring} orifice pada variabel orifice. pada gambar (e-f-g-h)

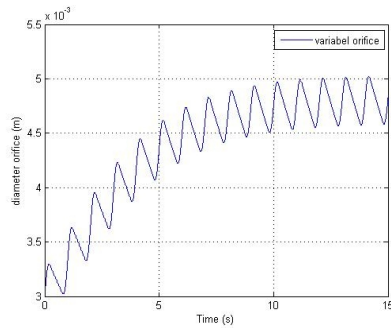
5.2.1 Respon Perubahan Diameter Awal Orifice terhadap Waktu pada Silinder Hidrolik dengan Menggunakan Variabel Orifice



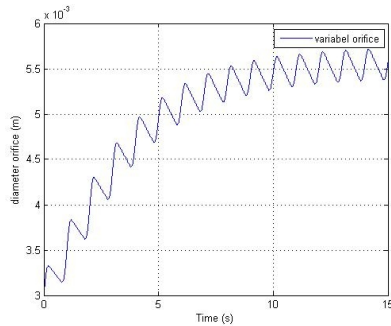
(a)



(b)



(c)

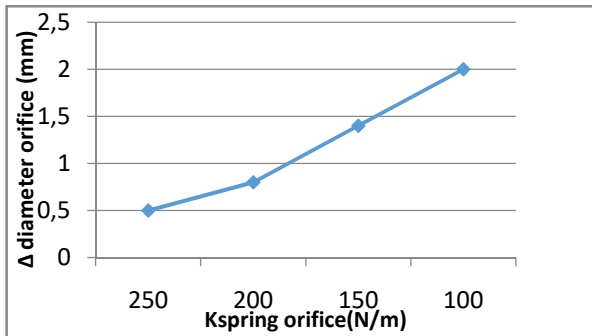


(d)

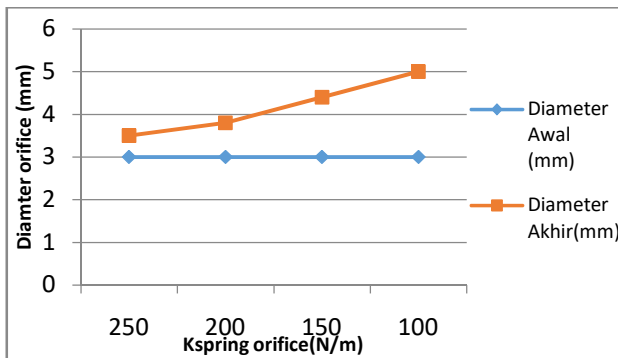
Gambar 5.7 Grafik (a) K 250 N/m, (b) K 200 N/m, (c) K 150 N/m, (d) K 100 N/m respon perubahan diameter awal orifice terhadap waktu pada silinder hidrolik dengan variabel orifice

Gambar 5.7 merupakan grafik diameter awal *orifice* terhadap waktu pada silinder hidrolik dengan variabel orifice (a-b-c-d), diameter awal orifice 3 mm, frekuensi 1 hz dengan variasi nilai K_{spring} orifice. Pada grafik tersebut menunjukkan karakteristik dimana semakin kecil nilai kekakuan K_{spring} variabel orifice maka pertambahan diameter orifice mula-mula akan semakin besar. Pada gambar a. terlihat pada waktu 1,2 s orifice tidak mengalami pertambahan diameter, begitupun dengan gambar b , c , d pada waktu melebihi 10 s, orifice sudah tidak

mengalami pertambahan diameter lagi. Berikut grafik karakteristik pertambahan diameter orifice pada gambar dibawah ini.



Gambar 5.8 Grafik pertambahan diameter orifice pada silinder hidrolik dengan variasi nilai K_{spring} orifice



Gambar 5.9 Grafik perbandingan diameter awal dan akhir diameter orifice pada silinder hidrolik dengan variasi nilai K_{spring} orifice

Gambar 5.9 menunjukkan bahwa peningkatan diameter orifice Δ semakin besar seiring dengan berkurangnya nilai kekakuan K_{spring} orifice, dimana pada nilai Δ pada K_{spring} 250

N/m yaitu 0,5 m, Kspring 200 N/m yaitu 0,8 mm, Kspring 150 N/m yaitu 1,4 mm , Kspring 100 N/m yaitu 2mm. Gambar 5.9 terlihat perbandingan antara diameter awal dan akhir peningkatan orifice. Diameter awal untuk semua nilai variasi Kspring orifice tetap 3mm, namun setelah itu terjadi peningkatan diameter sampai pada diameter akhir yang bervariasi Untuk Kspring orifice 250N/m diameter akhirnya yaitu 3,5 mm, Kspring 200 N/m bernilai 3,8 mm, Kspring 150 N/m bernilai 4,4 mm, dan Kspring 100 N/m bernilai 5mm.

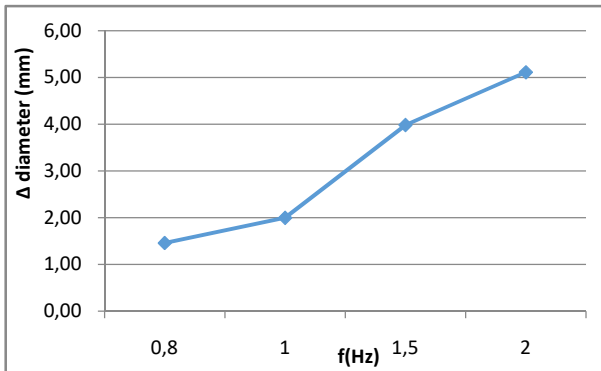
5.2.2 Perbandingan Penurunan Gaya Redam pada Sistem Adaptive Shock Absorber dengan Variasi Frekuensi

Pada Subbab sebelumnya diketahui karakteristik respon dinamis gaya redam yang dihasilkan oleh adaptive shock absorber dengan frekuensi 1 hz. Pada subbab ini akan membahas perbandingan apabila frekuensi eksitasi yang diberikan pada adaptive shock absorber dengan variasi 0,8 Hz, 1 Hz, 1,2 Hz, dan 2 Hz. Pada simulasi ini akan menggunakan adaptive shock absorber dengan nilai Kspring orifice paling kecil yaitu 100 N/m, dikarenakan pada subbab 5.2 nilai Kspring orifice menghasilkan Δ penurunan gaya redam terbesar Δ . Berikut tabel dibawah ini.

Tabel 5.5 Perbandingan gaya redam yang dihasilkan dengan variasi frekuensi

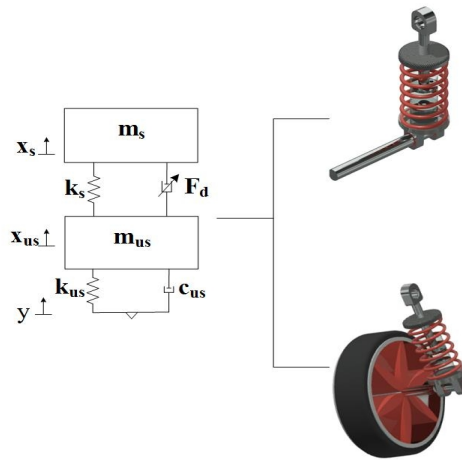
Variabel orifice (Kspring 100 N/m)						
Frekuensi (Hz)	Ekspansi awal Max	Ekspansi akhir max.	Kompresi awal Max.	Kompresi akhir max	Δ Ekspansi	Δ Kompresi
0,8	351,95	292,44	546,72	465,64	59,50	81,08
1	547,80	411,31	855,98	652,24	136,49	203,74
1,5	1226,22	699,13	1856,72	1092,87	527,09	763,85
2	2174,31	1166,56	3207,16	1823,01	1007,75	1384,15

Pada gambar 5.10 merupakan grafik perbandingan penurunan gaya redam Δ Ekspansi dan Δ Kompresi oleh silinder hidrolis dengan variabel orifice (nilai K_{spring} orifice 100 N/m. Dari grafik tersebut dapat diketahui selain nilai K_{spring} orifice yang mempengaruhi penurunan gaya redam, nilai frekuensi juga mempengaruhi karakteristik penurunan gaya redam yang terjadi. Semakin tinggi nilai frekuensi maka penurunan gaya redam (Δ) yang terjadi semakin besar. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan dimensi pada orifice tersebut juga mengalami peningkatan diameter dengan bertambahnya frekuensi eksitasi yang dikenakan. Berikut perbandingan pertambahan diameter yang terjadi dengan variasi frekuensi pada grafik dibawah ini.



Gambar 5.11 Grafik pertambahan diameter orifice pada silinder hidrolis dengan variasi nilai K_{spring} orifice

5.3 Respon Dinamis Sistem Adaptive Shock Absorber Dengan Variabel Orifice Pada Sistem Seperempat Kendaraan



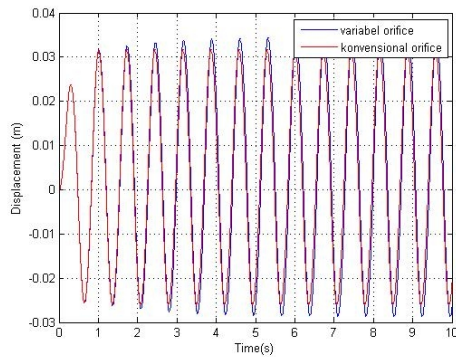
Gambar 5.12 Model dinamis dan bentuk fisik adaptive shock absorber pada seperempat kendaraan

Pada gambar 5.12 merupakan bentuk desain adaptive shock absorber dengan penambahan variabel orifice yang digunakan pada sistem seperempat kendaraan dengan parameter yang sudah ditentukan sebelumnya. Setelah menghasilkan respon dinamis gaya redam pada silinder hidrolik dengan penambahan variabel orifice dan konvensional orifice, diketahui bahwa nilai K spring orifice 100 N/m memberikan karakteristik penurunan gaya redam terbesar dibandingkan nilai K spring orifice lainnya. Oleh karena itu parameter tersebut digunakan dan diaplikasikan pada seperempat kendaraan yang bergerak dengan variasi kecepatan kendaraan 30 km/jam, 60 km/jam, 100 km/jam dan panjang lintasan 6 meter. Respon dinamis yang akan dihasilkan pada seperempat kendaraan yaitu perpindahan, kecepatan, percepatan bodi kendaraan terhadap waktu.

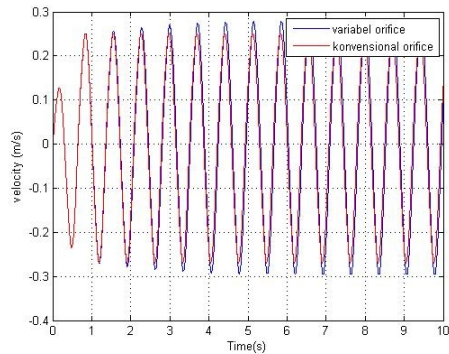
5.3.1 Input Sinusoidal

5.3.1.1 Pada kecepatan 30 Km/jam

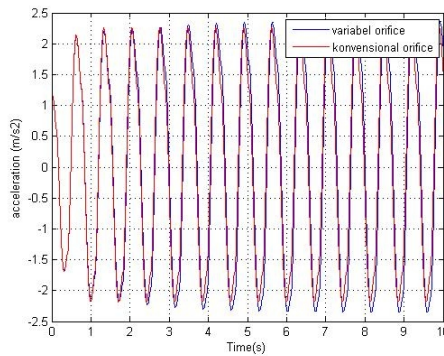
Berikut ini merupakan hasil simulasi respon dinamis model seperempat kendaraan dengan eksitasi sinusoidal amplitudo 2 cm, nilai Kspring 100 N/m, dan waktu simulasi 10 s.



(a)



(b)



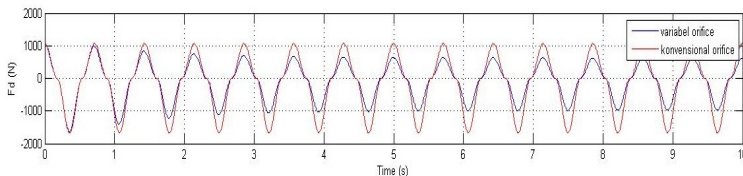
(c)

Gambar 5.13 Grafik respon perpindahan (a), kecepatan (b), percepatan(c) bodi kendaraan terhadap terhadap waktu dengan variabel orifice dan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3$ mm), kecepatan 30 km/jam dengan nilai K_{spring} (100 N/m)

Gambar 5.13 merupakan grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan pada massa *sprung* terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice ($K_{spring} = 100$ N/m) dengan sistem peredam konvensional orifice pada kecepatan 30 km/jam. Dapat dilihat untuk *trend line* grafik respon perpindahan (a) terlihat perbedaan, dimana variabel orifice pada waktu 1 sampai 10 s mengalami terus peningkatan perpindahan, berbeda dengan konvensional orifice pada waktu 1 sampai 10s perpindahan tetap konstan dan stabil pada $\pm 0,03$ m. Untuk grafik respon kecepatan gambar (b) antara variabel dengan konvensional orifice tidak lah berbeda seperti pada gambar (a), dimana untuk gambar b(variabel orifice) pada waktu 1 sampai 10 s mengalami terus peningkatan kecepatan dan untuk gambar f(konvensional orifice) pada waktu 1 sampai 10s kecepatan tetap konstan dan stabil pada $\pm 0,25$ m/s. Kemudian untuk respon percepatan gambar (c) antara variabel dan konvensional orifice terlihat mengalami perbedaan, dimana *variabel orifice* pada waktu 1 sampai 10 s terus mengalami

peningkatan percepatan, berbeda dengan konvensional orifice pada waktu 1 sampai 10s perpindahan tetap konstan dan stabil pada $\pm 2,23$ m/s².

Nilai RMS untuk perpindahan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 0,022 m dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 0,0206 m. Kemudian nilai RMS untuk kecepatan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 0,1872 m/s dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 0,178 m/s. Dan nilai RMS untuk percepatan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 1,6937 m/s² dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 1,6008 m/s²



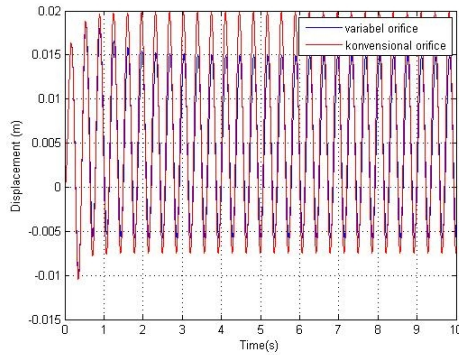
Gambar 5.14 Grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice (K_{spring} 100 N/m) dengan sistem konvensional orifice pada kecepatan 30 km/jam

Gambar 5.14 merupakan grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice (K_{spring} 100 N/m) dengan sistem peredam konvensional orifice dan masing-masing di aplikasikan pada model seperempat kendaraan dengan kecepatan kendaraan sebesar 30 km/jam (asumsi kecepatan konstan) dengan λ 6 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bentuk karakteristik gaya redam. Jika dibandingkan, *trend line* grafik dari keduanya sangat berbeda. Hal ini disebabkan karena adanya variabel orifice dengan nilai K_{spring} tertentu pada sistem Adaptive shock absorber. Adanya penurunan nilai gaya redam pada adaptive shock absorber seiring bertambahnya waktu disebabkan karena

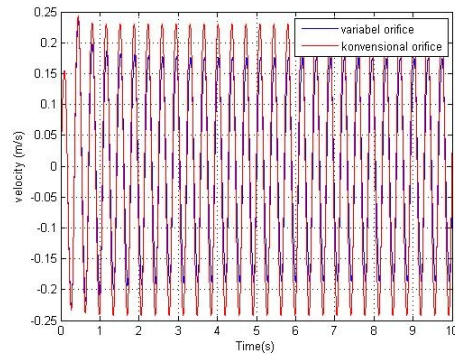
diameter orifice mula-mula pada sistem adaptive shock absorber variabel orifice terus mengalami pertambahan diameter sampai pada waktu tertentu diameter orifice tidak mengalami pertambahan diameter lagi/stabil.

5.3.1.2 Pada Kecepatan 60 Km/jam

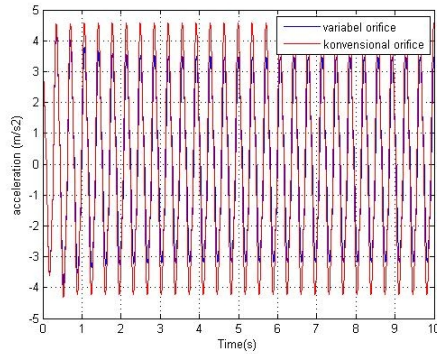
Berikut ini merupakan hasil simulasi respon dinamis model seperempat kendaraan dengan eksitasi sinusoidal amplitudo 2 cm, nilai Kspring 100 N/m, dan waktu simulasi 10 s.



(a)



(b)



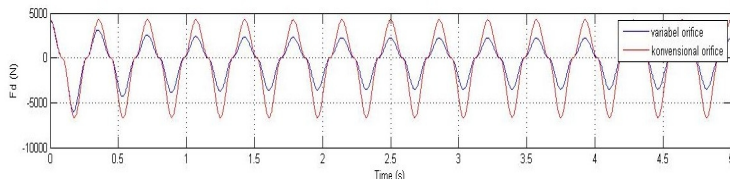
(c)

Gambar 5.15 Grafik respon perpindahan(a), kecepatan(b), percepatan(c) bodi kendaraan terhadap waktu dengan variabel orifice dan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3 \text{ mm}$), kecepatan 60 km/jam dengan nilai K_{spring} (100 N/m)

Gambar 5.15 merupakan grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan pada massa *sprung* terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice ($K_{spring} = 100 \text{ N/m}$) dengan sistem peredam konvensional orifice pada kecepatan 30 km/jam. Dapat dilihat untuk *trendline* grafik respon perpindahan (a) terlihat perbedaan. Pada gambar a.(variabel orifice) pada waktu 1 sampai 10 s mengalami penurunan perpindahan, berbeda dengan gambar a.(konvensional orifice) pada waktu 1 sampai 10s perpindahan tetap konstan dan stabil pada $\pm 0,03 \text{ m}$. Untuk kecepatan gambar (b) antara variabel dengan konvensional orifice tidak lah berbeda seperti pada gambar (a), dimana untuk gambar b(variabel orifice) pada waktu 1 sampai 10 s mengalami penurunan kecepatan dan untuk gambar konvensional orifice pada waktu 1 sampai 10s kecepatan tetap konstan dan stabil pada $\pm 0,25 \text{ m/s}$. Kemudian untuk respon percepatan gambar (c) antara variabel dan konvensional orifice terlihat mengalami perbedaan dimana variabel orifice pada waktu 1 sampai 10 s mengalami penurunan

percepatan, berbeda dengan konvensional orifice pada waktu 1 sampai 10s perpindahan tetap konstan dan stabil pada $\pm 2,23$ m/s².

Nilai RMS untuk perpindahan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 0,022 m dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 0,0206 m. Kemudian nilai RMS untuk kecepatan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 0,1872 m/s dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 0,178 m/s. Dan nilai RMS untuk percepatan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 1,6937 m/s² dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 1,6008 m/s²



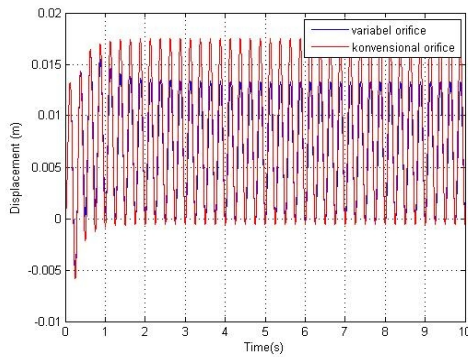
Gambar 5.16 Grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem Adaptive shock absorber variabel orifice (K_{100} N/m) dengan sistem konvensional orifice pada kecepatan 60 km/jam

Gambar 5.16 merupakan grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice (K_{spring} 100 N/m) dengan sistem peredam konvensional orifice dan masing-masing di aplikasikan pada model seperempat kendaraan dengan kecepatan kendaraan sebesar 30 km/jam (asumsi kecepatan konstan) dengan λ 6 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bentuk karakteristik gaya redam. Jika dibandingkan, *trendline* grafik dari keduanya sangat berbeda. Hal ini disebabkan karena adanya variabel orifice dengan nilai K_{spring} tertentu pada sistem Adaptive shock absorber. Adanya penurunan nilai gaya redam pada adaptive shock absorber seiring bertambahnya waktu disebabkan karena diameter orifice mula-mula pada sistem adaptive shock absorber variabel

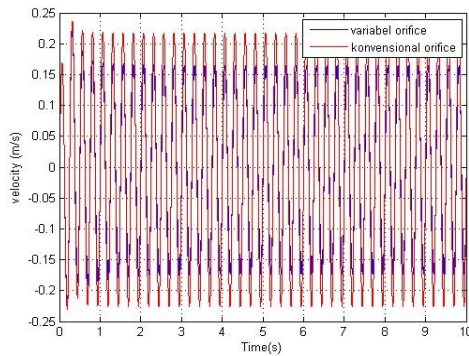
orifice terus mengalami pertambahan diameter sampai pada waktu tertentu diameter orifice tidak mengalami pertambahan diameter lagi/stabil.

5.3.1.3 Pada Kecepatan 100 Km/jam

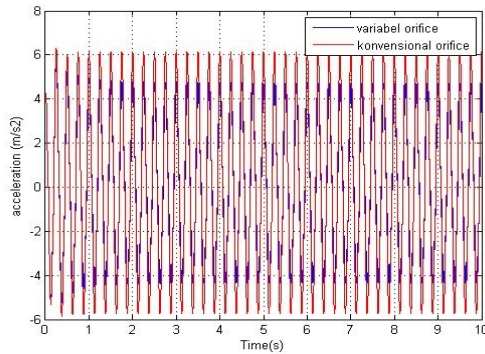
Berikut ini merupakan hasil simulasi respon dinamis model seperempat kendaraan dengan eksitasi sinusoidal amplitudo 2 cm, nilai Kspring 100 N/m, dan waktu simulasi 5 s.



(a)



(b)



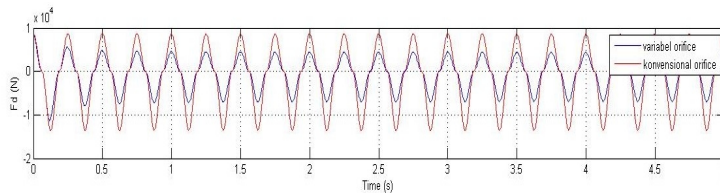
(c)

Gambar 5.17 Grafik respon perpindahan, kecepatan, percepatan bodi kendaraan terhadap terhadap waktu dengan variabel orifice dan konvensional orifice, diameter orifice ($d = 3$ mm), kecepatan 100 km/jam dengan nilai K_{spring} (100 N/m)

Gambar 5.17 merupakan grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan pada massa *sprung* terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice ($K_{spring} = 100$ N/m) dengan sistem peredam konvensional orifice pada kecepatan 30 km/jam. Dapat dilihat untuk *trend line* grafik respon perpindahan (a) terlihat perbedaan. Pada gambar a.(variabel orifice) pada waktu 1 sampai 10 s mengalami terus peningkatan perpindahan, berbeda dengan gambar a.(konvensional orifice) pada waktu 1 sampai 10s perpindahan tetap konstan dan stabil pada $\pm 0,03$ m. Untuk kecepatan gambar (b) antara variabel dengan konvensional orifice tidak lah berbeda seperti pada gambar (a), dimana untuk gambar b(variabel orifice) pada waktu 1 sampai 10 s mengalami terus peningkatan kecepatan dan untuk gambar f(konvensional orifice) pada waktu 1 sampai 10s kecepatan tetap konstan dan stabil pada $\pm 0,25$ m/s. Kemudian untuk respon percepatan gambar (c) antara variabel dan konvensional orifice terlihat mengalami perbedaan Pada gambar c.(variabel orifice) pada waktu 1 sampai 10 s mengalami terus peningkatan percepatan, berbeda dengan

gambar c.(konvensional orifice) pada waktu 1 sampai 10s perpindahan tetap konstan dan stabil pada $\pm 2,23 \text{ m/s}^2$.

Nilai RMS untuk perpindahan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 0,022 m dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 0,0206 m. Kemudian nilai RMS untuk kecepatan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 0,1872 m/s dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 0,178 m/s. Dan nilai RMS untuk percepatan pada sistem Adaptive shock absorber variabel orifice sebesar 1,6937 m/s² dan pada sistem peredam konvensional orifice sebesar 1,6008 m/s²

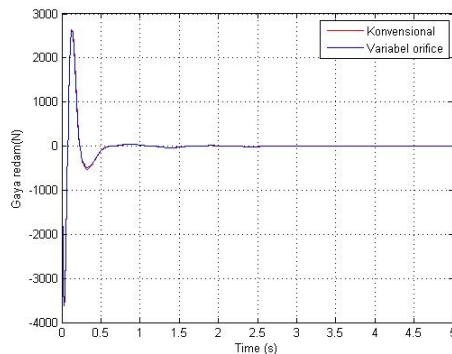


Gambar 5.18 Grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem Adaptive shock absorber variabel orifice ($K_{\text{spring}} 100 \text{ N/m}$) dengan sistem konvensional orifice pada kecepatan 100 km/jam

Gambar 5.18 merupakan grafik perbandingan respon gaya redam terhadap waktu antara sistem adaptive shock absorber variabel orifice ($K_{\text{spring}} 100 \text{ N/m}$) dengan sistem peredam konvensional orifice dan masing-masing di aplikasikan pada model seperempat kendaraan dengan kecepatan kendaraan sebesar 30 km/jam (asumsi kecepatan konstan) dengan λ 6 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bentuk karakteristik gaya redam. Jika dibandingkan, *trendline* grafik dari keduanya sangat berbeda. Hal ini disebabkan karena adanya variabel orifice dengan nilai K_{spring} tertentu pada sistem Adaptive shock absorber. Adanya penurunan nilai gaya redam pada adaptive shock absorber seiring bertambahnya waktu disebabkan karena

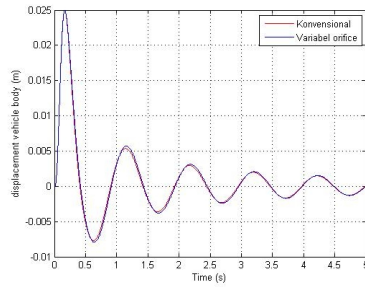
diameter orifice mula-mula pada sistem adaptive shock absorber variabel orifice terus mengalami pertambahan diameter sampai pada waktu tertentu diameter orifice tidak mengalami pertambahan diameter lagi/ kembali stabil

5.3.2 Input Bump Modified

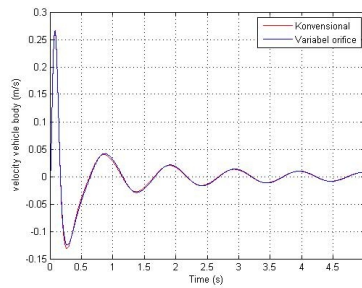


Gambar 5. 19 Grafik respon gaya redam terhadap waktu dengan input *bump modified*

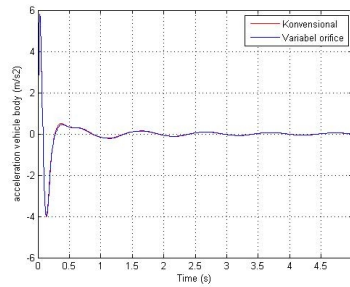
Gambar 5.10 merupakan grafik respon gaya redam terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dapat dilihat dari grafik tersebut, respon yang terjadi merupakan respon *transient*. Respon gaya redam tersebut mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik. Nilai maksimum gaya redam pada konvensional orifice pada saat ekspansi sebesar 2650 N dan pada saat kompresi sebesar 3623 N. Sedangkan pada variabel orifice pada saat ekspansi sebesar 2623 N dan pada saat kompresi sebesar 3617 N



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 20 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada massa *sprung* terhadap waktu dengan input *bump modified*

Gambar 5.20 merupakan grafik respon dinamis pada konvensional dan variabel orifice berupa perpindahan (a), kecepatan, dan percepatan pada massa *sprung* terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* lebih dari 5 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.20 (a), nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu konvensional orifice sebesar 0,025 m dan variabel orifice 0,024 m. Pada grafik respon kecepatan 5.20 (b) nilai maksimum kecepatan yaitu konvensional orifice sebesar 0,266 m/s dan variabel orifice 0,265 m/s. Pada grafik respon percepatan 5.13 (c) nilai maksimum percepatan yaitu konvensional orifice sebesar 5,8 m/s² dan variabel orifice 5,7 m/s².

5.4 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Dengan Penambahan Adaptive Shock Absorber

Pengaruh kecepatan kendaraan terhadap respon dinamis sistem seperempat kendaraan yang dihasilkan merupakan perbandingan nilai rms perpindahan, kecepatan dan percepatan *body* kendaraan dengan variasi kecepatan kendaraan 10 km/jam-120 km/jam dengan panjang lintasan 6m. Perbandingan yang akan dihasilkan yaitu antara *adaptive shock absorber variabel orifice* dengan *shock absorber konvensional orifice*.

5.4.1 Displacement Transmibilty (Perpindahan bodi kendaraan terhadap kecepatan kendaraan)

Tabel 5. 7 Parameter untuk perpindahan body kendaraan pada sistem adaptive shock absorber

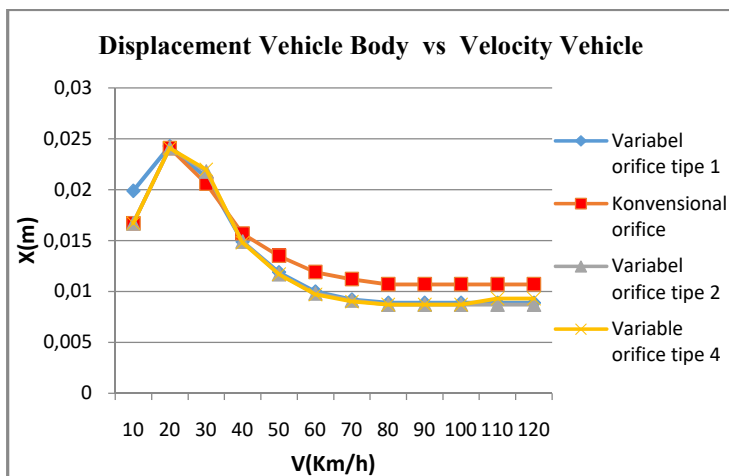
Velocity (Km/jam)	Velocity (m/s)	L(m)	f(hz))
10	2,7	6	0,5
20	5,5	6	0,9
30	8,3	6	1,4
40	11,1	6	1,9
50	13,8	6	2,3
60	16,6	6	2,8
70	19,4	6	3,2
80	22,2	6	3,7
90	25	6	4,1
100	27,7	6	4,6
110	30,5	6	5,1
120	33,3	6	5,5

Perbandingan *displacement transmissibility* antara sistem seperempat kendaraan dengan *adaptive shock absorber variabel orifice* dan *shock sbsorber konvensional orifice* dinyatakan pada tabel 5.8 dibawah ini.

Tabel 5.8 Perbandingan antara perpindahan rms body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem adaptive dan konvensional shock absorber

Velocity (Km/jam)	f(hz))	RMS (K 250) Tipe 1 (m)	RMS (Konvensional Orifice)	RMS (K 150) Tipe 2	RMS (K100) tipe 4
10	0,5	0,0199	0,0167	0,0167	0,0167
20	0,9	0,0243	0,0241	0,0241	0,0241
30	1,4	0,0212	0,0206	0,0218	0,022
40	1,9	0,0149	0,0157	0,0149	0,0148
50	2,3	0,0119	0,0135	0,0117	0,0117
60	2,8	0,01	0,0119	0,0098	0,0097
70	3,2	0,0092	0,0112	0,0091	0,009
80	3,7	0,0089	0,0107	0,0087	0,0087
90	4,16	0,0089	0,0107	0,0087	0,0087
100	4,6	0,0089	0,0107	0,0087	0,0087
110	5,08	0,0089	0,0107	0,0087	0,0093
120	5,55	0,0089	0,0107	0,0087	0,0085

Sehingga berdasarkan tabel 5.8 Perbandingan perpindahan rms *body* kendaraan sistem seperempat kendaraan dengan *adaptive shock absorber variabel orifice* dan *shock absorber konvensional orifice* dapat dilihat pula pada grafik berikut.



Gambar 5.21 Grafik Perpindahan Bodi Kendaraan terhadap Kecepatan Kendaraan

Gambar 5.21 merupakan grafik *displacement transmissibility* dengan variasi kecepatan dari 0 sampai 120 km/jam dari sistem Adaptive shock absorber dengan variabel shock absorber tipe 1,2,4 (nilai K 250,150,100 N/m) dan sistem shock absorber konvensional orifice. Pada grafik tersebut terlihat persamaan diantara 4 trendline grafik, dimana pada trendline konvensional orifice, variabel orifice tipe 1, 2 dan 4 memiliki nilai x_{rms} puncak yang sama pada kecepatan kendaraan kendaraan 20 km/jam. Setelah kendaraan mencapai kecepatan 30 km/jam - 120 km/jam untuk konvensional orifice dan juga variabel orifice mengalami perbedaan penurunan rms perpindahan yang cukup signifikan, dimana pada variabel orifice tipe (1,2, dan 4) mengalami penurunan x_{rms} lebih besar dibanding konvensional orifice. Sehingga pada grafik terlihat bahwa trendline variabel orifice tipe (1,2, dan 4) dapat mentransmisikan nilai rms perpindahan bodi kendaraan lebih kecil dibandingkan konvensional orifice. Akan tetapi diantara variabel orifice tipe 1,

2 dan 4 itu sendiri tidak terjadi perbedaan trendline yang cukup signifikan.

Dapat dilihat bahwa pada titik tertinggi dari grafik sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan x_{rms} sebesar 0,0241 m dan variabel orifice tipe 1 sebesar 0,0243 m, tipe 2 sebesar 0,0241 m, dan tipe 4 sebesar 0,0241 m saat kecepatan kendaraan 20 km/jam (0,9 Hz) dengan amplitudo jalan yang digunakan sebesar 2 cm (0,02 m) dan panjang gelombang 6 m. Kemudian ketika kecepatan kendaraan mencapai 60 km/jam (2,8 Hz) sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan x_{rms} sebesar 0,0119 m dan variabel orifice tipe 1 sebesar 0,01 m, tipe 2 sebesar 0,0098 m, dan tipe 3 sebesar 0,0097 m. Kemudian pada saat kendaraan bergerak dengan kecepatan tertinggi yaitu 120 km/jam (5,55 Hz) sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan x_{rms} sebesar 0,0107 m dan variabel orifice tipe 1 sebesar 0,0089 m, tipe 2 sebesar 0,0087 m, dan tipe 3 sebesar 0,0093 m.

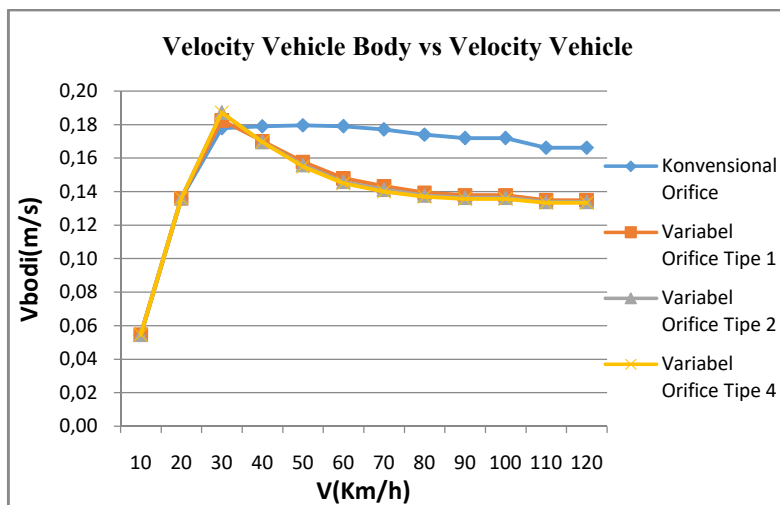
5.4.2 Kecepatan RMS Bodi Kendaraan terhadap Kecepatan Kendaraan

Tabel 5.9 Perbandingan antara kecepatan rms body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem adaptive dan konvensional shock absorber

Velocity (Km/jam)	f(hz))	RMS (K 250) Tipe 1 (m/s)	RMS (Konvensional)	RMS (K 150) Tipe 3	RMS (K100) Tipe 4
10	0,463	0,055	0,055	0,055	0,055
20	0,926	0,136	0,136	0,136	0,136
30	1,389	0,183	0,178	0,187	0,187
40	1,852	0,170	0,179	0,170	0,170
50	2,315	0,158	0,180	0,156	0,155
60	2,778	0,148	0,179	0,146	0,145
70	3,241	0,143	0,177	0,141	0,140

80	3,704	0,139	0,174	0,138	0,137
90	4,167	0,138	0,172	0,136	0,136
100	4,617	0,138	0,172	0,136	0,136
110	5,083	0,135	0,166	0,134	0,133
120	5,550	0,135	0,166	0,134	0,133

Sehingga berdasarkan tabel 5.9 Perbandingan kecepatan rms *body* kendaraan sistem seperempat kendaraan dengan *adaptive shock absorber variabel orifice* dan *shock absorber konvensional orifice* dapat dilihat pula pada grafik berikut.



Gambar 5.22 Grafik Kecepatan Bodi Kendaraan terhadap Pertambahan Kecepatan Kendaraan

Gambar 5.22 merupakan grafik kecepatan bodi kendaraan dengan variasi kecepatan dari 0 sampai 120 km/jam dari sistem Adaptive shock absorber dengan variabel shock absorber tipe 1,2,4 (nilai K 250,150,100 N/m) dan sistem shock absorber

konvensional orifice. Pada grafik tersebut terlihat perbedaan diantara 4 trendline grafik, dimana pada trendline konvensional orifice dan variabel orifice tipe 1, 2 dan 4 memiliki nilai v_{rms} puncak yang berbeda pada kecepatan kendaraan 50 km/jam (konvensional orifice) dan 30 km/jam (variabel orifice tipe 1,2 dan 4). Setelah kendaraan mencapai kecepatan 60 km/jam -120 km/jam untuk konvensional orifice mengalami penurunan v_{rms} yang cenderung konstan / trendline terlihat menurun tidak signifikan dan terlihat seperti datar. Sedangkan Setelah kendaraan mencapai kecepatan 40 km/jam -120 km/jam untuk variabel orifice malah mengalami penurunan v_{rms} kecepatan yang cukup signifikan/ trendline terlihat menurun cukup signifikan. Sehingga pada grafik terlihat bahwa trendline variabel orifice tipe (1,2, dan 4) dapat mentransmisikan nilai rms kecepatan bodi kendaraan lebih kecil dibandingkan konvensional orifice. Akan tetapi diantara variabel orifice tipe 1, 2 dan 4 itu sendiri tidak terjadi perbedaan trendline yang cukup signifikan.

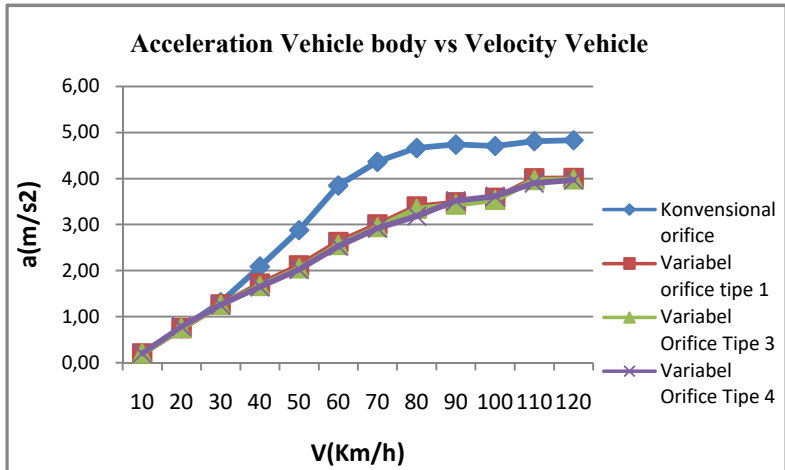
Dapat dilihat bahwa pada titik tertinggi dari grafik sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan v_{rms} sebesar 0,180 m/s dan variabel orifice tipe 1 sebesar 0,183 m/s, tipe 2 sebesar 0,187 m/s, dan tipe 4 sebesar 0,187 m/s saat kecepatan kendaraan 20 km/jam (0,9 Hz) dengan amplitudo jalan yang digunakan sebesar 2 cm (0,02 m) dan panjang gelombang 6 m. Kemudian ketika kecepatan kendaraan mencapai 60 km/jam (2,8 Hz) sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan v_{rms} sebesar 0,179 m dan variabel orifice tipe 1 sebesar 0,148 m/s, tipe 2 sebesar 0,146 m/s, dan tipe 3 sebesar 0,145 m/s. Kemudian pada saat kendaraan bergerak dengan kecepatan tertinggi yaitu 120 km/jam (5,55 Hz) sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan v_{rms} sebesar 0,166 m/s dan variabel orifice tipe 1 sebesar 0,135 m/s, tipe 2 sebesar 0,134 m/s, dan tipe 3 sebesar 0,133 m/s.

5.4.3 Percepatan RMS Bodi Kendaraan terhadap Kecepatan Kendaraan

Tabel 5.10 Perbandingan antara Percepatan rms *body* kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem adaptive dan konvensional shock absorber

Velocity (Km/jam)	RMS (K 250) Tipe 1	RMS (Konvensional)	RMS (K 150) Tipe 3	RMS (K100) Tipe 4
10	0,204	0,204	0,2042	0,204
20	0,750	0,749	0,7586	0,785
30	1,264	1,315	1,259	1,257
40	1,717	2,091	1,671	1,651
50	2,109	2,880	2,050	2,024
60	2,623	3,852	2,561	2,534
70	3,003	4,366	2,945	2,920
80	3,393	4,665	3,344	3,185
90	3,480	4,743	3,436	3,517
100	3,580	4,712	3,536	3,617
110	4,000	4,816	3,970	3,900
120	4,009	4,835	3,980	3,968

Sehingga berdasarkan tabel 5.10 perbandingan percepatan rms *body* kendaraan sistem seperempat kendaraan dengan *adaptive shock absorber variabel orifice* dan *shock absorber konvensional orifice* dapat dilihat pula pada grafik berikut.

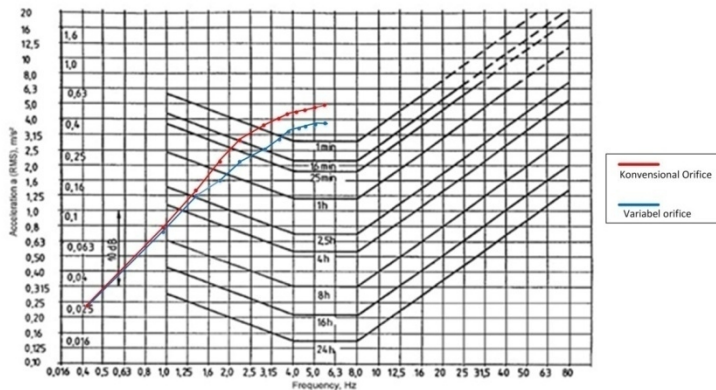


Gambar 5.23 Grafik Percepatan Bodi Kendaraan terhadap Pertambahan Kecepatan Kendaraan

Gambar 5.23 merupakan grafik *acceleration transmissibility* dengan variasi kecepatan dari 0 sampai 120 km/jam dari sistem Adaptive shock absorber dengan variabel shock absorber tipe 1, 2, 4 (nilai K 250,150,100 N/m) dan sistem shock absorber konvensional orifice. Pada grafik tersebut terlihat perbedaan diantara 4 trendline grafik, dimana pada trendline konvensional orifice, variabel orifice tipe 1, 2 dan 4 memiliki nilai a_{rms} percepatan puncak yang berbeda pada kecepatan kendaraan tertinggi 120 km/jam. Nilai a_{rms} pada konvensional orifice dan variabel orifice dari kecepatan awal mengalami kenaikan percepatan sampai pada puncaknya pada kecepatan 120 km/jam. Ketika kecepatan kendaraan mencapai 30 km/jam- 120 km/jam mulai terjadi perbedaan laju peningkatan a_{rms} , dimana pada variabel orifice tipe 1,2,4 memiliki laju peningkatan a_{rms} lebih kecil dibandingkan konvensional orifice, terlihat bahwa trendline grafik variabel orifice lebih rendah dibanding konvensional. Sehingga pada grafik tersebut terlihat

bahwa trendine variabel orifice tipe (1,2, dan 4) dapat mentransmisikan nilai arms percepatan bodi kendaraan lebih kecil dibandingkan konvensional orifice. Akan tetapi diantara variabel orifice tipe 1, 2 dan 4 itu sendiri tidak terjadi perbedaan trendline yang cukup signifikan.

Dapat dilihat bahwa pada titik tertinggi dari grafik sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan arms sebesar $4,835 \text{ m/s}^2$ dan variabel orifice tipe 1 sebesar $4,009 \text{ m/s}^2$, tipe 3 sebesar $3,980 \text{ m/s}^2$, dan tipe 4 sebesar $3,968 \text{ m/s}^2$ saat kecepatan kendaraan 120 km/jam ($5,5 \text{ Hz}$) dengan amplitudo jalan yang digunakan sebesar 2 cm ($0,02 \text{ m}$) dan panjang gelombang 6 m . Kemudian ketika kecepatan kendaraan mencapai 60 km/jam ($2,8 \text{ Hz}$) sistem pada konvensional orifice dapat mentransmisikan arms sebesar $3,852 \text{ m/s}^2$ dan variabel orifice tipe 1 sebesar $2,623 \text{ m/s}^2$, tipe 3 sebesar $2,561 \text{ m/s}^2$, dan tipe 4 sebesar $2,534 \text{ m/s}^2$. Kemudian pada saat kendaraan bergerak dengan kecepatan rendah yaitu 20 km/jam ($0,926 \text{ Hz}$) sistem pada konvensional orifice dan variabel orifice dapat mentransmisikan arms yang hampir sama yaitu sebesar $0,750 \text{ m/s}^2$.



Gambar 5.24 Ketahanan pengemudi terhadap percepatan body kendaraan,.

Berdasarkan grafik ISO-2631, untuk sistem seperempat kendaraan dengan sistem konvensional orifice pada profil jalan sinusoidal untuk kecepatan 10 km/jam pengendara dapat bertahan selama 24 jam. Pada kecepatan 20 km/jam pengendara dapat bertahan kurang dari 8 jam. Untuk kecepatan 30 km/jam pengendara dapat bertahan kurang dari 2,5 jam. Pada kecepatan 40 km/jam pengendara dapat bertahan kurang dari 1 jam. Pada kecepatan 50 km/jam pengendara dapat bertahan 16 menit, dan untuk kecepatan 60-120 km/jam pengendara hanya dapat bertahan kurang dari 1 menit.

Sedangkan untuk sistem seperempat kendaraan dengan sistem variabel orifice (K_{spring} 100 N/m) pada profil jalan sinusoidal untuk kecepatan 10 km/jam pengendara dapat bertahan selama 24 jam. Pada kecepatan 20 km/jam pengendara dapat bertahan kurang dari 8 jam. Untuk kecepatan 30 km/jam pengendara dapat bertahan selama 2,5 jam. Pada kecepatan 40 km/jam pengendara dapat bertahan kurang dari 2,5 jam. Pada kecepatan 50 km/jam pengendara dapat bertahan kurang dari 1 jam. Pada kecepatan 60 km/jam pengendara dapat bertahan selama 16 menit. Pada kecepatan 70 km/jam pengendara dapat bertahan kurang 1 menit dan untuk kecepatan 80-120 km/jam pengendara hanya dapat bertahan kurang dari 1 menit

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB VI

PENUTUP

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem *adaptive shock absorber* dan sistem seperempat kendaraan dengan penambahan *variabel orifice*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Semakin kecil nilai K_{spring} *Orifice* yang digunakan pada *adaptive shock absorber* dengan variabel *orifice*, maka penurunan gaya redam ekspansi dan kompresi maksimum yang dihasilkan semakin besar. Berbeda dengan *shock absorber* dengan konvensional *orifice* yang memiliki gaya redam maksimum yang tetap/tidak mengalami kenaikan atau penurunan.
2. Semakin kecil nilai K_{spring} *orifice* pada *adaptive shock absorber* dengan menggunakan *variabel orifice*, maka kenaikan Δ diameter *orifice* semakin besar. Untuk K_{spring} 250 N/m Δ diameter 0,5 mm, K_{spring} 200 N/m Δ diameter 0,8 mm, K_{spring} 150 N/m Δ diameter 1,4 mm, K_{spring} 250 N/m Δ diameter 2 mm.
3. Semakin besar frekuensi eksitasi pada *adaptive shock absorber* menggunakan *variabel orifice* dengan nilai K_{spring} terkecil sebesar 100 N/m, maka penurunan gaya redam ekspansi dan kompresi maksimum yang dihasilkan akan semakin besar.
4. Pada sistem seperempat kendaraan dengan penambahan *adaptive shock absorber* menggunakan variabel *orifice* dengan nilai K_{spring} 100 N/m untuk input sinusoidal, respon dari grafik gaya redaman terhadap waktu dengan variasi kecepatan pada kecepatan 30 km/jam dan 60 km/jam respon gaya redaman mencapai *steady state* setelah +/-3 detik. Namun pada kecepatan 100 km/jam,

respon gaya redaman mencapai *steady state* setelah +/- 2 detik .

5. Pada saat kecepatan rendah sebesar 0-30 km/jam *Adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice* dan *shock absorber* dengan *konvensional orifice* memiliki X_{rms} yang hampir sama. Sedangkan saat kecepatan tinggi sebesar 40-120 km/jam nilai X_{rms} akhir *variabel orifice* lebih kecil dari *konvensional orifice*.
6. Pada saat kecepatan rendah 0-30 km/jam *Adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice* dan *shock absorber* dengan *konvensional orifice* memiliki V_{rms} yang hampir sama. Sedangkan saat kecepatan tinggi sebesar 40-120 km/jam nilai V_{rms} akhir *variabel orifice* lebih kecil dari *konvensional orifice*.
7. Pada saat kecepatan rendah sebesar 0-30 km/jam *Adaptive shock absorber* dengan *variabel orifice* dan *shock absorber* dengan *konvensional orifice* memiliki a_{rms} yang hampir sama. Sedangkan saat kecepatan tinggi sebesar 40-120 km/jam nilai a_{rms} akhir *variabel orifice* lebih kecil dari *konvensional orifice*.
8. Berdasarkan grafik ISO-2631, untuk sistem seperempat kendaraan dengan sistem konvensional orifice dan variabel orifice pada profil jalan sinusoidal pada kecepatan 0 sampai 120 km/jam memiliki waktu ketahanan yang berbeda untuk penumpang, dimana adaptive shock absorber dengan variabel orifice memiliki waktu ketahanan penumpang yang lebih lama dibanding dengan shock absorber konvensional orifice.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba pasangan diameter silinder dan diameter orifice awal yang bervariasi.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mengaplikasikan Adaptive Shock Absorber ini pada model setengah kendaraan (*half car*).
3. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian parameter-parameter tertentu pada adaptive shock absorber, sehingga dapat membandingkan respon yang dihasilkan pada waktu simulasi dan pengujian.
4. Disarankan untuk mencoba model-model yang lebih sederhana pada adaptive shock absorber dengan variabel orifice selain menggunakan spring orifice yang sudah digunakan

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Lang H.H. 1997. A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies. Ph.D. Dissertation. University of Michigan. Ann Arbor.
- [2] W. Kortum, M. Valasek, O. Vaculin: COPERNICUS. Semi-Active Damping of Truck Suspensions and their Influence on Driver and Road Loads, Final Technical Report. SADTS, CIPA-CT-94-0 130, DLR (Project Coordinator), WeBling, 1998.
- [3] Zhang, H., Guo, X., Xu, L., Hu, S., Fang, Z., May. 2014. Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance". Hindawi Publishing Corporation
- [4] Annuar,Kapsul. 2014. Karakteristik Redaman dan Energi bangkitan dari Regeneratif Shock Absorber dengan Motor Hidrolik. Surabaya : Teknik mesin ITS
- [5] Farisah, Sawungsari N. 2015. Pemodelan dan Analisis pengaruh Variasi tekanan Awal Akumulator Terhadap gaya redam, Daya Listrik bangkitan, dan respon dinamis pada hydraulic motor regenerative shock absorber (HM RSA). Surabaya : Teknik Mesin ITS
- [6] Annisa, Aida., Guntur, Harus Laksana., Hendrowati, Wiwiek., Solichin. 2015. Pengaruh Variasi Diameter Orifice Terhadap Karakteristik Dinamis Hydraulic Shock Absorber (HM RSA) dengan satu silinder hidrolik. Surabaya: Teknik Mesin ITS

- [7] Emanuele, Guglielmino., Tudor, Sireteanu., Charles ,W. Stammers., Gheorghe , Ghita., Marius Giuclea. 2008. Semi Active Suspension Control Improved vehicle ride and road friendliness. Springer-Verlag London Limited.
- [8] Rao, Singiresu S. 2011. Mechanical Vibrations Fifth Edition. Miami: Pearson Education, Inc.
- [9] Fox dan McDonald's. 2011. Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [10] ISO:Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standart 2631. International Organization for Standardization.
- [11] Benaziz, S. Nacivet, Thouverez. 2012. Nonlinear dynamic analysis of a shock absorber hydraulic spring valve. France: La Garenne-Colombes
- [12] Santosa, Dikki Tesna, Sumardi, dan Triwiyatno, Aris. 2012. Perancangan Sistem Suspensi Aktif Nonlinear Tipe Paralel dengan Kendali *Hybrid* Fuzzy PID pada Model Seperempat Kendaraan. Semarang:Universitas Dipenogoro.
- [13] Setiawan, Listy F. 2014. Modeling and Analysis of The Influence of Asymmetrical Damper on The Ride Comfort of The Vehicle. Surabaya: Teknik Mesin ITS.

BIODATA PENULIS



Muhamad Rai Anggara putra merupakan penulis tugas akhir ini. Penulis dilahirkan di Bontang, 07 Januari 1994 merupakan anak yang terlahir dari orangtua bernama Mohamad Suriadarmawan dan Nurhayati. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD 1 YPK pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP YPK Bontang pada tahun 2006-2009 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA YPK Bontang pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis

melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur Mandiri (SMITS) pada tahun 2012 dan terdaftar dengan NRP 2112100160 .

Di Jurusan Teknik Mesin ini penulis mengambil bidang studi vibrasi dan sistem dinamis. Penulis aktif dalam beberapa kegiatan akademik dan seminar yang diselenggarakan Jurusan maupun Institut. Penulis juga aktif di kapanitiaan pada acara yang diselenggarakan Himpunan Mahasiswa Mesin dan Mesin Music Club. Selain mengikuti kepanitiaan, penulis juga aktif di organisasi Mesin Music Club sebagai sekretaris umum. Selain itu Penulis juga pernah menjadi asisten dosen di kelas maupun asisten Laboratorium Desain dan laboratorium Vibrasi. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email: rai.anggara@gmail.com

(Halaman ini sengaja dikosongkan)